

Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN
Zakład Technologii Inteligentnych
Pracownia Adaptroniki

Rozprawa doktorska:

Systemy adaptacyjnej absorpcji obciążeń udarowych

identyfikacja udaru , sterowanie absorberów,
dyssypacja energii

Autor:

Piotr Krzysztof Pawłowski

Promotor pracy:

prof. dr hab. inż. Jan Holnicki-Szulc

Warszawa, 2011

Podziękowania

Dziękuję Panu prof. Janowi Holnickiemu-Szulcowi za wsparcie i wielką cierpliwość jakiej doświadczyłem podczas tworzenia pracy oraz Panu dr inż. Jerzemu Motylewskiemu za poświęcony mi czas i wiele cennych uwag.

Panu dr inż. Zbigniewowi Wołęjszy z Instytutu Lotnictwa w Warszawie dziękuję za umożliwienie mi udziału w badaniach eksperymentalnych. Realizację pracy umożliwił również mój udział w Projekcie Nr POIG.0101.02-00-015/08-00 „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym” (PKAERO) oraz Projekcie Nr POIG.01.01.02-00-013/08-00 „Monitorowanie stanu technicznego konstrukcji i ocena jej żywotności” (MONIT).

Oba projekty w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (POIG) współfinansowane są przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Streszczenie

Minimalizacja niekorzystnych skutków uderowych oddziaływań dynamicznych jest ważnym problemem badawczym i technicznym. Stosowane dziś pasywne absorbery energii pozwalają zazwyczaj na bezpieczne rozproszenie energii w określonym zakresie obciążeń, jednak poziom przyspieszeń pojawiających się w trakcie uderu odbiega od optymalnego.

W przypadku działania obciążeń uderowych o dużej zmienności parametrów, pożądane staje się stosowanie systemów adaptacyjnej absorpcji energii, zdolnych do szybkiej zmiany swoich charakterystyk dynamicznych. Niniejsza praca prezentuje koncepcję wybranych systemów tego rodzaju, przedstawiając metody modelowania numerycznego, sterowania w czasie rzeczywistym oraz ich weryfikację doświadczalną.

Rozprawa doktorska podzielona została na pięć rozdziałów. W rozdziale pierwszym przedstawione zostały podstawowe wiadomości związane z układami rozpraszającymi energię kinetyczną uderzenia.

W rozdziale drugim omówiono podstawy adaptacyjnej dyssypacji energii. Podane zostały przykłady optymalizacji absorberów pasywnych, określono fazy procesu adaptacji systemów absorpcji energii do obciążenia uderowego oraz przedstawiono materiały funkcjonalne, które mogą być zastosowane w bezpiecznikach konstrukcyjnych struktur kratownicowych.

Rozdział trzeci przedstawia problem adaptacyjnej dyssypacji energii w układach kratownicowych. Omówione zostały w nim numeryczne metody modelowania tego typu konstrukcji oraz sterowania procesem ich adaptacji. Podane zostały przykłady dostosowania odpowiedzi konstrukcji ze strefą aktywnej dyssypacji energii oraz procesu samonaprawy (ang. reset) struktury.

Rozdział czwarty poświęcono systemom absorpcji energii obciążeń uderowych ze strukturami harmonijkowymi typu multifolding. Przedstawiono w nim koncepcję tego typu struktury wraz z odpowiednimi modelami obliczeniowymi i strategiami sterowania procesem adaptacyjnej absorpcji obciążeń uderowych.

Rozdział piąty poświęcony został implementacji systemów adaptacyjnej absorpcji energii. Zostały w nim przedstawione podstawowe rodzaje układów sterowania w czasie rzeczywistym, które wykorzystane zostały w eksperymentalnych pracach badawczych prowadzonych nad adaptacyjnymi układami harmonijkowymi oraz systemem adaptacyjnego podwozia lotniczego opartego na cieczach magnetoreologicznych oraz aktyuatorach piezoelektrycznych.

Abstract

Mitigation of consequences of impact loads becomes a very important problem from scientific and technical point of view. However currently applied passive energy absorbers usually allow for safe dissipation of impact energy in a limited range of dynamic loads, the level of accelerations, which occur in the process is far from being optimal.

In the case of high variability of impact load's parameters, the application of systems of adaptive impact absorption, providing fast adjustment of their dynamic properties, becomes highly desirable. The thesis is dedicated to development of selected concepts of such systems, combined with methods of numerical modelling, real-time control and their experimental verification.

The presented PhD dissertation is composed of five chapters. The first chapter contains introductory information related to passive systems of impact absorption.

The second chapter discusses the basics of adaptive energy absorption, provides examples of optimisation of passive energy absorbers, defines the main stages of adaptation to a dynamic load and presents broad range of functional (smart) materials, which can be implemented in structural fuses of adaptive truss systems.

The third chapter is dedicated to the problem of adaptive impact absorption of truss structures and presents numerical methods applied for modelling and control of such systems, followed by numerical examples of adaptation to a dynamic load and structural recuperation.

The fourth chapter demonstrates the concept of systems for adaptive impact absorption based on multifolding structures. It discusses mathematical models, presents numerical examples and strategies for control of a process of adaptive energy absorption.

The fifth chapter describes the implementation of systems for adaptive impact absorption. It presents main types of real-time control systems, which were employed in the experimental phase of the research, dedicated to multifolding structures and adaptive aircraft landing gear based on magnetorheological fluids and piezoelectric actuators

Spis treści

Rozdział 1

Zagadnienia ogólne absorpcji energii obciążeń uderowych

1.1. Klasyfikacja obciążeń dynamicznych	5
1.2. Pasywne absorbery energii obciążeń uderowych.	7
1.3. Budowa absorberów pasywnych	10
1.4. Wymagania ogólne stawiane absorberom energii	15
1.5. Wpływ obciążeń uderowych na konstrukcje	17
1.6. Wpływ obciążeń uderowych na organizm ludzki	20

Rozdział 2

Podstawy adaptacyjnej dyssypacji energii

2.1. Optymalna odpowiedź absorberów pasywnych	23
2.2. Proces adaptacji systemów absorpcji energii	27
2.3. Materiały funkcjonalne	29
2.4. Bezpieczniki konstrukcyjne w systemach absorpcji energii	37
2.5. Adaptacyjna absorpcja energii	38
2.6. Cel i zakres pracy	41

Rozdział 3

Adaptacyjna absorpcja energii w układach kratownicowych

3.1. Modelowanie numeryczne	44
3.2. Sterowanie dyssypacją energii w konstrukcjach kratownicowych	51

3.3. Konstrukcja kratownicowa z zewnętrznym, adaptacyjnym absorberem energii	53
3.4. Konstrukcja kratownicowa ze zintegrowanym, adaptacyjnym absorberem energii	60
3.5. Samonaprawa konstrukcji kratownicowej.	65
Rozdział 4	
Systemy absorpcji energii obciążeń uderowych ze strukturami harmonijkowymi (multifolding)	
4.1. Koncepcja struktury typu multifolding (MFM)	68
4.2. Model obliczeniowy struktury MFM	71
4.3. Strategie sterowania układami harmonijkowymi	76
4.4. Przykład optymalnej strategii sterowania struktury MFM	79
4.5. Koncepcja adaptacyjnego zaworu pneumatycznego MFM	97
Rozdział 5	
Implementacja systemów adaptacyjnej absorpcji energii obciążeń	
5.1. Układy sterowania w czasie rzeczywistym	101
5.2. Adaptacyjny system dyssypacji energii w strukturze harmonijkowej	106
5.3. Identyfikacja obciążenia i sterowanie w adaptacyjnym podwoziu lotniczym	119
Podsumowanie	133
Literatura	135

Zagadnienia ogólne absorpcji energii obciążeń uderowych

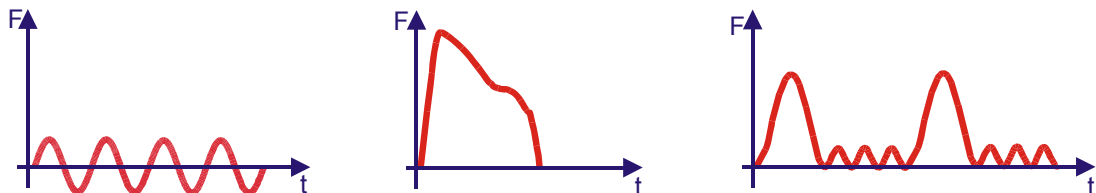
1.1. Klasyfikacja obciążeń dynamicznych

Absorpcja energii w układach mechanicznych jest niezwykle ważnym problemem inżynierskim i naukowym. Obejmuje ona zarówno tłumienie drgań konstrukcji jak również rozpraszanie energii dostarczanej w trakcie uderzenia lub wybuchu.

W grupie oddziaływań dynamicznych możemy wprowadzić podstawowy podział na:

- drgania, charakteryzujące się długotrwałym czasem działania obejmującym wiele cykli oraz ograniczoną amplitudą charakterystycznych parametrów (przemieszczenia, prędkości, przyspieszenia) drgań,
- obciążenia uderowe jednokrotne, o krótkotrwałym, impulsowym działaniu i dużej amplitudzie (np. oddziaływanie kontaktowe w trakcie zderzeń, oddziaływanie ciśnienia w trakcie wybuchów),
- obciążenia uderowe o powtarzającym się działaniu, w których silne, impulsowe oddziaływania występują cyklicznie (np. gwałtowne porywy wiatru, obciążenie konstrukcji morskich pękającym lodem).

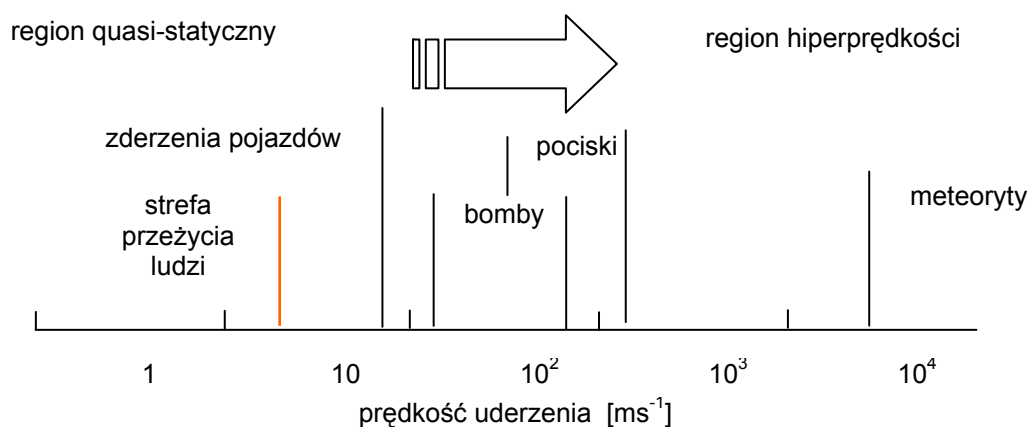
Charakterystyczne przebiegi czasowe siły F dla poszczególnych rodzajów oddziaływań zostały przedstawione schematycznie na rys. 1.1.



Rys.1.1. Charakterystyczne przebiegi czasowe oddziaływań dynamicznych: a) drgania ustalone b) udar jednokrotny c) udar cykliczny

Występujące stałe, ograniczone drgania konstrukcji wpływają niekorzystnie na jej trwałość, jednak w większości przypadków nie stanowią zagrożenia dla niej samej lub jej otoczenia. W przypadku wystąpienia nagłych i silnych obciążeń dynamicznych mogą, a często występują, przypadki poważnego uszkodzenia lub całkowitego zniszczenia konstrukcji.

Ważnym elementem jaki należy wziąć po uwagę przy analizie wpływu udarowych oddziaływań dynamicznych na badany obiekt jest prędkość uderzenia. Zakresy prędkości uderzenia wraz z przykładami oddziaływań udarowych zostały przedstawione na rys. 1.2 [1].



Rys. 1.2. Prędkości uderzenia wraz z przykładami oddziaływań udarowych

W zakresie zmian prędkości uderzenia do wartości 150 ms^{-1} odpowiedź materiału, z którego wykonana jest konstrukcja zbliżona jest do statycznej. W tym zakresie prędkości możliwe jest projektowanie dyssypatorów, które będą zdolne do rozproszenia energii w sposób bezpieczny dla chronionej konstrukcji. Typowym przykładem uderzeń z tego przedziału są zderzenia pojazdów.

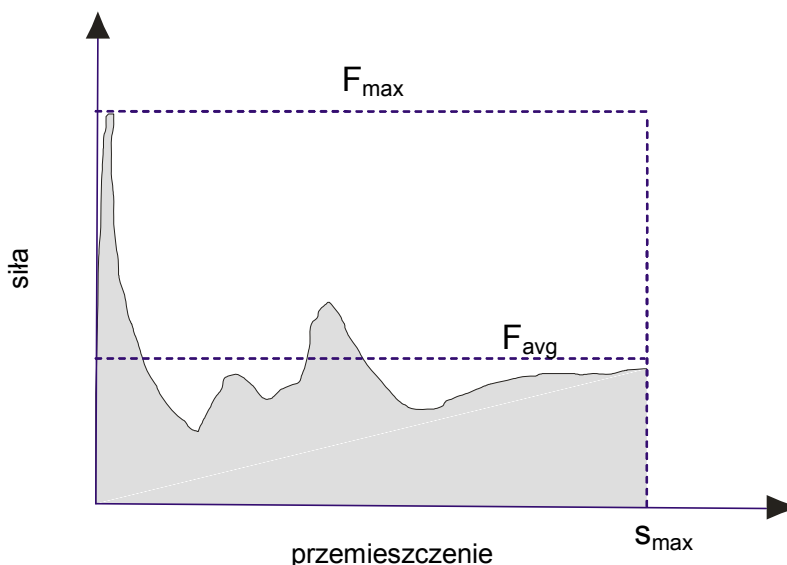
W przedziale zmian prędkości uderzenia od 150 ms^{-1} do 1500 ms^{-1} w zachowaniu materiału zaczynają dominować efekty związane z prędkością odkształcenia. Dla ochrony konstrukcji przed zniszczeniem konieczne staje się stosowanie specjalnego opancerzenia lub zbrojenia. Prędkości tego rzędu związane są z uderzeniami pocisków, bomb czy samolotów.

W ostatnim przedziale prędkości powyżej 3000 ms^{-1} zachodzą zjawiska prowadzące często do przejścia ciał stałych w stan ciekły lub gazowy (eksplozja ładunków kierunkowych, uderzenia mikrometeorytów itp.) [1].

1.2. Pasywne absorbery energii obciążeń uderowych.

Podstawowym zagadnieniem w analizie oddziaływań uderowych obciążeń dynamicznych na obiekty jest rozproszenie energii kinetycznej w czasie uderzenia, polegające na zamianie energii kinetycznej na jej inne postacie. Dyssypacja wykorzystuje szereg zjawisk jak plastyczne płynięcie metali, powstawanie pęknięć, delaminacja czy tarcie. W przypadku dużych przemieszczeń i odkształceń w układach absorbujących energię, odwracalna, sprężysta część energii deformacji jest pomijalnie mała w stosunku do energii rozpraszanej.

Przykładowe charakterystyki zgniatania (siła w funkcji przemieszczenia) dla wybranych typów absorberów wykorzystujących różne mechanizmy dyssypacji przedstawiono na rys. 1.3.



Rys. 1.3. Przykładowa charakterystyka zgniatania absorbera

Maksymalna wartość siły występująca w procesie zgniatania oraz maksymalne przemieszczenie trwale oznaczone zostały odpowiednio jako F_{\max} i s_{\max} , natomiast F_{avg} oznacza uśrednioną siłę zgniotu. Energia dyssypowana E_{dyss} wewnątrz absorbera w objętości Ω (niezależnie od rodzaju zachodzących w nim procesów) równa jest pracy obciążenia zewnętrznego W :

$$W = \int_0^{s_{\max}} F(s) ds = \int_{\Omega} E_{\text{dyss}} d\Omega, \quad (1.1)$$

Praca obciążenia zewnętrznego może również być wyrażona przez iloczyn uśrednionej siły zgniotu F_{avg} i maksymalnego przemieszczenia s_{max} :

$$W = F_{avg} s_{max} , \quad (1.2)$$

W celu porównania i oceny efektywności różnych absorberów o osiowym zgnioście wprowadzono poniższe wskaźniki [2], które jednakże można uogólnić na inne typy absorberów :

- energia charakterystyczna E_s (ang. specific energy) jest wielkością wiążącą ilość dyssypowanej energii E_{dyss} z masą absorbera m .

$$E_s = \frac{E_{dyss}}{m} , \quad (1.3)$$

- gęstość dyssypowanej energii E_d (ang. dissipated energy) jest stosunkiem dyssypowanej przez absorber energii E_{dyss} do jego pierwotnej objętości V_0 .

$$E_d = \frac{E_{dyss}}{V_0} , \quad (1.4)$$

- średnie naprężenie zgniatające σ_{avg} (ang. average stress) jest stosunkiem średniej siły zgniatania F_{avg} do pierwotnego pola powierzchni absorbera A_0

$$\sigma_{avg} = \frac{F_{avg}}{A_0} , \quad (1.5)$$

- efektywność siły zgniatającej AE (ang. crush force efficiency) jest stosunkiem maksymalnej siły F_{max} pojawiającej się w procesie dyssypacji do średniej siły zgniatania F_{avg}

$$AE = \frac{F_{max}}{F_{avg}} , \quad (1.6)$$

- wykorzystanie skoku SE (ang. stroke efficiency) określa stosunek maksymalnego przemieszczenia do początkowej wysokości absorbera h_0

$$SE = \frac{s_{max}}{h_0} . \quad (1.7)$$

Przy wyznaczaniu energii charakterystycznej E_s oraz gęstości energii dyssypowanej E_d , często uwzględnia się jedynie tę część konstrukcji, która bezpośrednio bierze udział w procesie rozpraszania. Wysokie wartości E_s i E_d świadczą o zwartej i lekkiej konstrukcji absorbera.

Wartości wskaźnika AE bliskie jedności charakteryzują absorbery o bardzo korzystnej, płaskiej krzywej zgniatania.

Do rozpraszania energii uderzenia wykorzystywana jest w praktyce szeroka gama absorberów, różniących się przeznaczeniem, kinematyką procesu zniszczenia, zdolnością do jedno- lub wielokrotnego działania, mechanizmami dyssypacji oraz sposobem działania.

Ze względu na sposób działania wyróżniamy absorbery jednokrotnego i wielokrotnego działania. Z punktu widzenia mechanizmu dyssypacji energii absorbery dzielimy na grupy, w których dominuje deformacja z odkształceniem plastycznym, rozwój pęknięć i delaminacji, zamiana energii uderzenia w energię kinetyczną płynu i ciepło, zamiana energii uderzenia w energię kinetyczną ruchu obrotowego (np. pędniki).

Niezależnie od miejsca w powyższej klasyfikacji, znaczna większość absorberów posiada stałe i niezmiennie własności mechaniczne, które wyznaczają ich zachowanie przy określonym scenariuszu obciążenia. Cecha ta charakteryzuje je jako absorpcyjne układy pasywne.

Istnieje również klasa absorberów adaptacyjnych, które w przeciwieństwie do pasywnych, pozwalają na optymalne dopasowanie swojej sztywności do rozpraszanej energii kinetycznej. Zależnie od tego czy absorber ten dostosowuje swoje parametry jednokrotnie przed uderzeniem, czy też jest zdolny do ich zmiany w czasie rzeczywistym podczas procesu dyssypacji, określa się je jako układy adaptacyjne semi-aktywne lub aktywne.

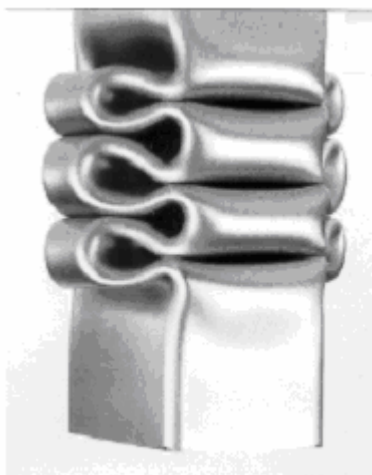
1.3. Budowa absorberów pasywnych

Pasywne absorbery energii obciążeń udarowych stanowią szeroką grupę konstrukcji o zróżnicowanych cechach i budowie. Pod kątem zastosowanych materiałów można je zasadniczo podzielić na:

- absorbery wykorzystujące stopy metali,
- absorbery z polimerów i tworzyw sztucznych,
- absorbery wykorzystujące gazy i ciecze.

Większość struktur rozpraszających energię wykonana jest z metali, które poza znaczną zdolnością dyssypacji, mogą jednocześnie służyć do częściowego przenoszenia obciążeń eksploatacyjnych.

Mechanizm dyssypacji w strukturach wykonanych z metali polega głównie na powstawaniu dużych plastycznych deformacji, zlokalizowanych najczęściej w przegubach plastycznych.



Rys.1.4. Przykład zgniatania długiej cienkościennej rury o przekroju kwadratowym [3]

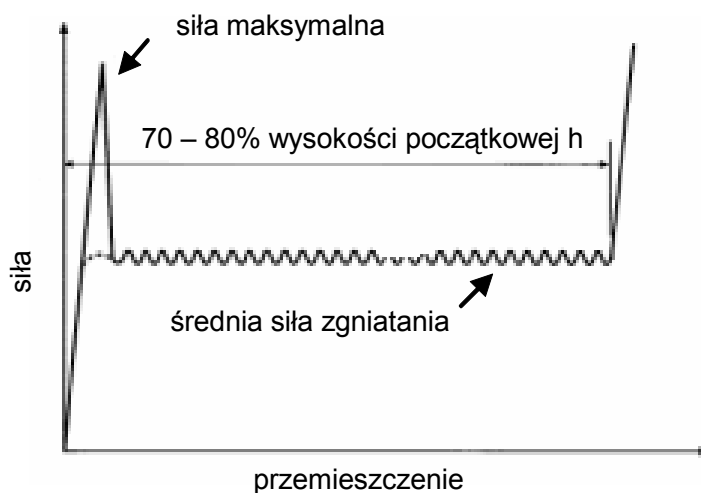
Na rysunku nr 1.4. przedstawiony został przykład osiowo obciążonego absorbera w postaci cienkościennej, stalowego profilu. Podczas procesu dyssypacji występują różne mechanizmy postępującego plastycznego zgniatania, z których najbardziej efektywny energetycznie jest mechanizm osiowy (ang. „concertina folding”).

Analogiczny mechanizm dyssypacji jest wykorzystywany na poziomie struktury materiału w przypadku pianek metalicznych oraz struktur komórkowych typu „plaster miodu”.

Powstawanie lokalnych plastycznych wyboczeń i deformacji na poziomie mezoskali zapewnia dobrą stabilność i korzystną charakterystykę zgniatania, jednocześnie znacznie zmniejszając masę absorbera.

Kolejną grupą materiałów stosowanych w konstrukcjach absorberów energii są pianki metaliczne wykonywane z różnych materiałów: Al, Cu, Pb, Fe, Ti, Zn oraz ich stopów. Metaliczne materiały porowate, a w szczególności te wykonane z aluminium mają wiele korzystnych cech związanych z wewnętrzną strukturą, a w szczególności niską wagę, wysokie zdolności pochłaniania energii podczas plastycznej deformacji oraz wysoką sztywność. Materiały te cechuje również dobre mechaniczne i akustyczne tłumienie, zamknięta porowatość oraz możliwość pełnego recyklingu. Schematyczną charakterystykę zgniatania pianki przedstawiono na rys. 1.5 [4].

Do wad tego typu materiałów należy niższa w porównaniu z litym materiałem wytrzymałość oraz problemy technologiczne przy ich łączeniu i mocowaniu.



Rys. 1.5. Przykładowa charakterystyka zgniatania dla pianek metalicznych i struktur komórkowych

W tabeli nr 1.1 podano przykładowe właściwości dwóch pianek metalicznych na bazie aluminium [5]:

Tab.1.1. Właściwości pianek z aluminium

Materiał		Al.99.5	AlCu4
Gęstość	g cm ⁻¹	0.4	0.7
Średnica porów	mm	4	3
Wytrzymałość na ściskanie	MPa	3	21
Gęstość energii rozpraszanej przy 30% odkształceniu	MJ m ⁻³	0.72	5.2
Energia charakterystyczna rozpraszana przy 30% odkształceniu	kJ kg ⁻¹	1.8	7.4
Moduł Young'a	GPa	2.4	7
Współczynnik przewodności cieplnej	W(mK) ⁻¹	12	b.d.
Współczynnik rozszerzalności termicznej	K ⁻¹	23 x 10 ⁻⁶	24 x 10 ⁻⁶

Innym typem porowatych materiałów są „plastry miodu” (ang. „honeycomb”). W odróżnieniu od metalicznych pianek ich struktura wewnętrzna ma uporządkowany i periodyczny charakter. Daje to dobre wyniki rozpraszania energii jednak czyni materiał podatnym na kierunek działania obciążenia. Zarówno sztywność jak i wielkość dyssypacji w kierunku prostopadłym do osi komórek są zwykle znacznie zmniejszone.

Szczególne znaczenie w obszarze absorberów przeznaczonych do pochłaniania niskich energii uderu (wewnątrz przedziałów pasażerskich pojazdów, w produkcji hełmów, kasków itp.) mają pianki polimerowe. Charakteryzują się one bardzo niską gęstością (10 kg/m³ – 100 kg/m³), wysoką gęstością dyssypowanej energii (50–400 kJ/m³) oraz niskim modułem sprężystości, zapewniającym sztywność zgodną z ludzkimi tkankami. Charakterystyka mechaniczna niektórych typów pianek może wykazywać wzrost sztywności z wraz z odkształceniem.

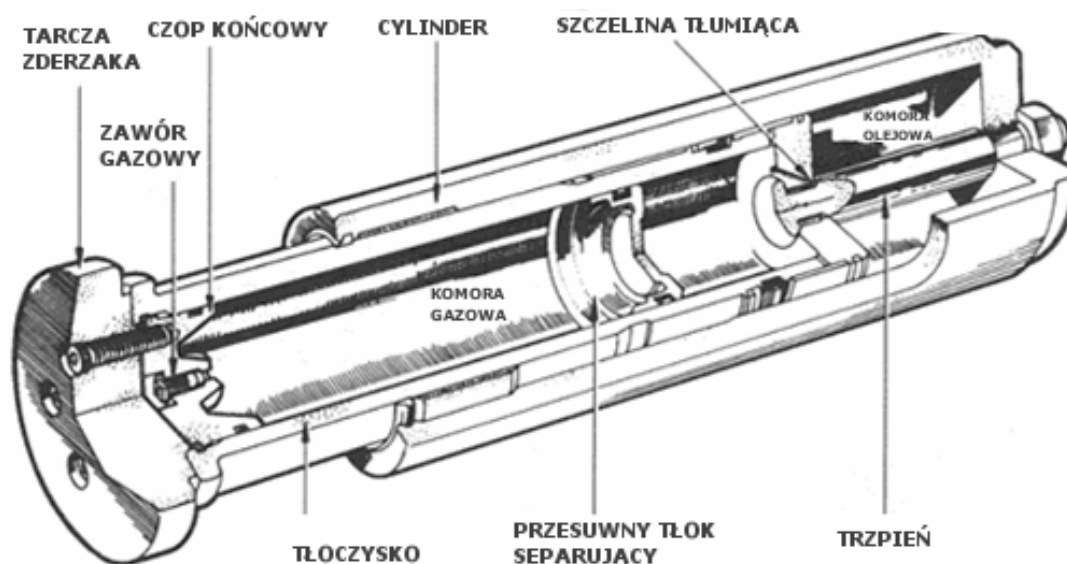
W zastosowaniach praktycznych najczęściej wykorzystywane są pianki poliuretanowe PU, pianki EPP, pianki włókniste typu Strand Foam oraz pianki Confor Foam.

W przypadku absorberów wykorzystujących ciecze i gazy energia kinetyczna uderzenia przekształcana jest na wewnętrzną energię kinetyczną i ciepło płynu. W

większości przypadków przy większych wartościach energii uderzenia stosowane są absorbery hydrauliczne.

Dyssypatory hydrauliczne dzielimy na liniowe (teleskopowe), w których energia rozpraszana jest w wyniku ruchu tłoka np.: tłumiki w samochodach oraz obrotowe, gdzie energia kinetyczna jest zamieniana w wyniku tarcia cieczy pomiędzy obracającymi się elementami absorbera np. sprzęgła.

Znajdują one zastosowanie w lotnictwie, przemyśle samochodowym, transporcie kolejowym, czy też w ochronie konstrukcji budowlanych przed obciążeniami sejsmicznymi. Przykładowe rozwiązanie pasywnego tłumika hydraulicznego stosowanego w kolejnictwie przedstawiono na rys. 1.6.



Rys. 1.6. Przykładowe rozwiązanie pasywnego tłumika hydraulicznego stosowanego w kolejnictwie [6]

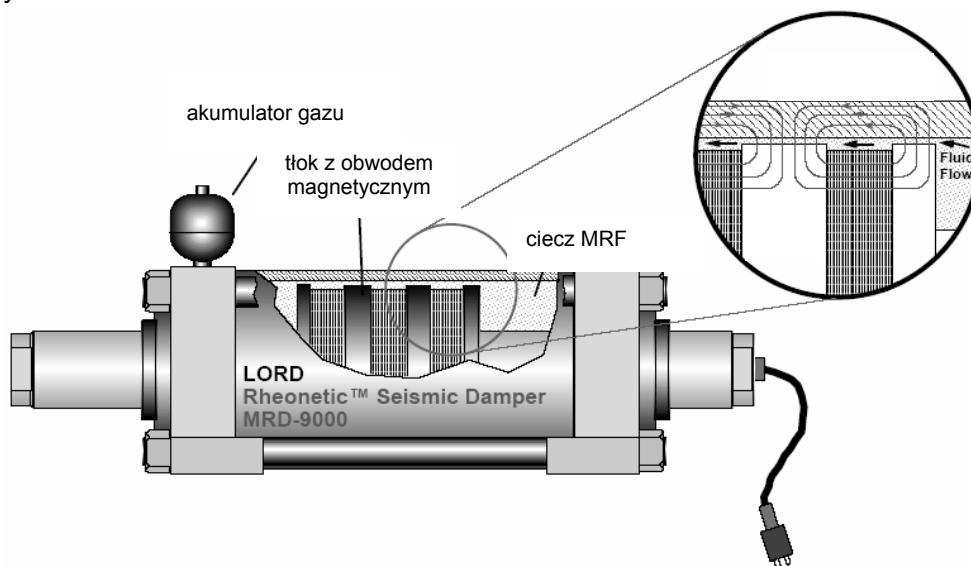
Większość dyssypatorów hydraulicznych ma niezmienną zależność siły od przemieszczenia lub prędkości przemieszczenia. Dzięki zastosowaniu szybko działających i łatwych w sterowaniu zaworów wykonanych z materiałów piezoelektrycznych możliwe jest tworzenie hydraulicznych systemów adaptacyjnego rozpraszania energii. Tego typu absorber został opracowany dla podwozia lotniczego w wyniku prac badawczych prowadzonych w trakcie europejskiego projektu ADLAND (Adaptive Landing Gears for Improved Impact Absorption) [7], który koordynowany był przez Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN.

Na rys. 1.7. przedstawiono widok podwozia samolotu M28 Skytruck przygotowanego do testów w locie, w trakcie realizacji programu ADLAND, wyposażonego w adaptacyjny amortyzator.



Rys.1.7. Widok ogólny adaptacyjnego absorbera podwozia samolotu M28 Skytruck

W ostatnim okresie, w konstrukcji absorberów hydraulicznych zastosowano ciecze magnetoreologiczne, które zmieniają swoje właściwości mechaniczne pod wpływem zewnętrznego pola magnetycznego. Przykład tego rodzaju tłumika przeznaczonego do zastosowania w inżynierii lądowej, o maksymalnej sile tłumiącej 200kN, przedstawiono na rys 1.8.



Rys.1.8. Schemat magnetoreologicznego tłumika drgań o sile tłumiącej 200kN [8]

1.4. Wymagania ogólne stawiane absorberom energii

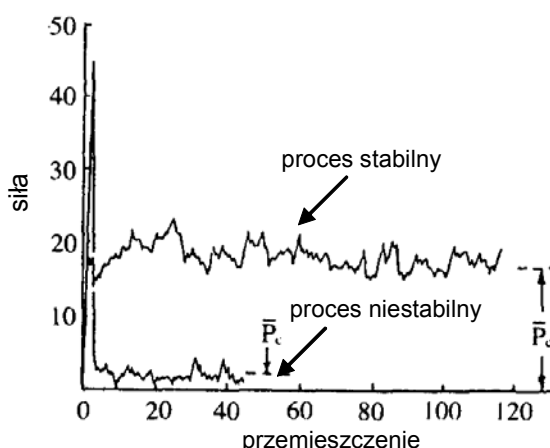
Wymagania stawiane absorberom energii w dużym stopniu związane są z rodzajem obiektów, które są przez nie chronione. Jako podstawowe zadanie każdego z dyssypatorów niezależnie od budowy i zastosowania należy przyjąć :

- rozproszenie energii kinetycznej uderzenia w jak najbardziej stabilny i kontrolowany sposób,
- ograniczenie deformacji w celu zapewnienia „przestrzeni przeżycia” dla chronionych osób lub konstrukcji,
- ograniczenie przyspieszeń i sił występujących w czasie oddziaływania dynamicznego.

Do zapewnienia skutecznej ochrony w przypadku uderzenia konieczne jest spełnienie wszystkich wymienionych wyżej, uszeregowanych pod względem ważności warunków.

W wielu przypadkach, jeśli energia kinetyczna nie zostaje zdysypowana w części konstrukcji do tego przeznaczonej, dochodzi do penetracji stref chronionych, a poziom przyspieszeń w tych strefach przekracza wówczas poziom dopuszczalny.

Bardzo ważne jest również zapewnienie stabilności mechanizmu dyssypacji energii w absorberze. Rysunek nr 1.9 przedstawia charakterystykę stabilnego i niestabilnego zgniatania rury kompozytowej.



Rys.1.9. Charakterystyka zgniatania rury kompozytowej [2]

Pojawienie się pęknięcia w początkowej fazie jej zgniatania prowadzi do gwałtownego spadku średniej siły zgniatania P_C oraz utraty zdolności absorpcji energii. Mimo że powstawanie pęknięć związane jest z dość dużą dyssypacją energii należy liczyć się z możliwością gwałtownej utraty nośności, która zwykle jest katastrofalna w skutkach.

W przypadku absorberów wykonanych ze stopów metali poza pęknięciami mogą występować zaburzenia w procesie postępującego tworzenia fal plastycznych, prowadzące do znacznego wzrostu sztywności. Możliwe jest również wystąpienie zmiany sposobu dyssypacji energii przez przejście absorbera z energetycznie efektywnego trybu osiowego zgniotu do deformacji w modzie zginania (rys.1.10).



Rys. 1.10. Widok cienkościennego absorbera energii po zakończeniu niestabilnego procesu dyssypacji [3]

1.5. Wpływ obciążeń udarowych na konstrukcje

Określenie wpływu oddziaływania udaru na konstrukcje inżynierskie jest złożonym problemem, który powinien być analizowany indywidualnie dla każdego układu struktura-obciążenie. Podanie granicznych, dopuszczalnych wartości przyspieszeń w ogólnym przypadku jest zazwyczaj trudne i rzadko spotykane.

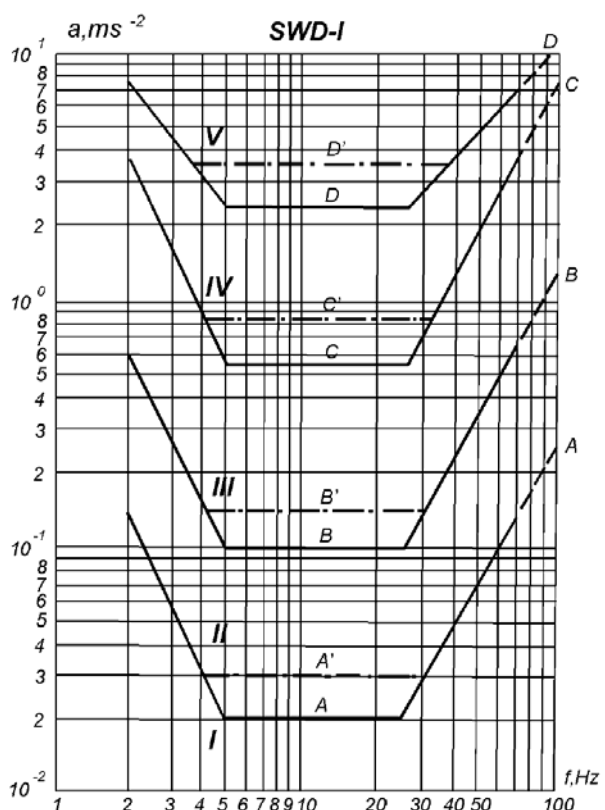
Wpływ oddziaływania obciążeń dynamicznych zostanie przedstawiony na przykładzie konstrukcji budowlanych, dla których w przypadku oddziaływań dynamicznych przekazywanych przez podłoże na niektóre typy budynków dopuszcza się stosowanie skal SWD.

W normie PN-85 B-02170 [9] określono dwie skale SWD, z których skala SWD-I odnosi się do budynków o kształcie zwartym, o małych wymiarach zewnętrznych rzutu poziomego (nie przekraczających 15m), jedno- lub dwukondygnacyjnych i o wysokości nie przekraczającej żadnego z wymiarów rzutu poziomego, natomiast skala SWD-II odnosi się do budynków nie wyższych niż pięć kondygnacji, których wysokość jest mniejsza od podwójnej najmniejszej szerokości budynku oraz do budynków niskich (do 2 kondygnacji) lecz nie spełniających warunków podanych dla skali SWD-I.

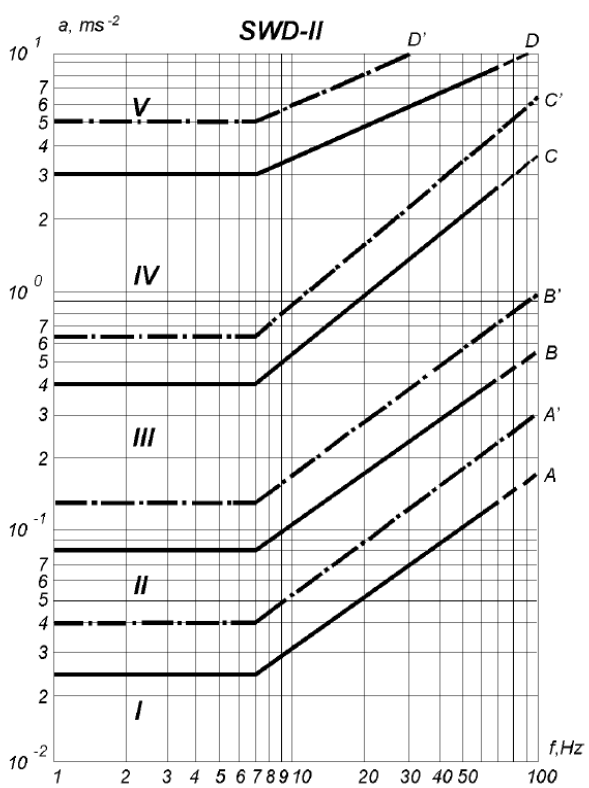
Skale SWD mają pięć stref (I, II, III, IV i V) oddzielonych czterema liniami granicznymi (A, B, C i D).

Przyjęto generalnie następujące kryteria podziału na strefy szkodliwości:

- strefa I - drgania nieodczuwalne przez budynek;
- strefa II - drgania odczuwalne przez budynek, ale nieszkodliwe dla konstrukcji;
- strefa III - drgania szkodliwe dla budynku, powodujące lokalne zarysowania i spękania, przez co osłabiające konstrukcję budynku i zmniejszające jego nośność oraz odporność na dalsze wpływy dynamiczne; może nastąpić odpadanie wypraw i tynków;
- strefa IV - drgania o dużej szkodliwości dla budynku, stanowiące zagrożenie bezpieczeństwa ludzi;
- strefa V - drgania powodujące awarię budynku przez walenie się murów, spadanie stropów itp.; pełne zagrożenie bezpieczeństwa życia ludzkiego;



a)



b)

Rys.1.11. Skale SWD: a) skala SWD-I, b) skala SWD-II [9]

Do oceny szkodliwości drgań podłoża na budynek pochodzących od wstrząsów sejsmicznych i uderzeń wiatru stosowana jest również 12-stopniowa skala Mercallego-Cancaniego-Sieberga (MCS) [10]. Podział ze względu na grupy zagrożenia przedstawiono w tab. 1.2.

Tab.1.2 . Skala Mercallego-Cancaniego-Sieberga

Grupa zagrożenia	Zagrożenie	Przyspieszenie drgań (mm/s ²)
1	niedostrzegalne	1-2.5
2	bardzo słabe	2.5-5
3	lekkie	5-10
4	średnie	10-25
5	silne	25-50
6	dość silne	50-100
7	bardzo silne	100-250
8	groźne	250-500
9	bardzo groźne	500-1000
10	niszczące	1000-2500
11	bardzo niszczące	2500-5000
12	katastrofalne	> 5000

1.6. Wpływ obciążeń udarowych na organizm ludzki

Zwiększone wymagania w stosunku do absorberów energii stawiane są w przypadku, gdy dynamiczne obciążenia udarowe oddziałują na organizmy żywe, a w szczególności na organizm ludzki.

Najczęstszymi przyczynami obrażeń ludzi związanych z oddziaływaniami udarowymi są: zbyt wysoki poziom przyspieszeń, wysoki poziom deformacji konstrukcji, uderzenia w elementy konstrukcji, wyrzucenie z przestrzeni pasażerskiej.

Odpowiednie zastosowanie pasywnych oraz adaptacyjnych absorberów może w znacznym stopniu zmniejszyć ryzyko wystąpienia obrażeń lub śmierci.

Określenie granicznych wartości oddziaływań mechanicznych na organizm człowieka jest zadaniem trudnym ze względu na złożoność budowy ludzkiego organizmu, znaczne różnice w budowie pomiędzy ludźmi oraz trudności w prowadzeniu doświadczeń i modelowaniu tkanek.

Głównymi źródłami danych są eksperymenty prowadzone na ochotnikach, raporty kliniczne z wypadków, testy uderzeniowe przeprowadzane na ludzkich zwłokach i znieczulonych zwierzętach, testy uderzeniowe przeprowadzane na manekinach oraz modele matematyczne. Należy podkreślić, że zarówno do wyników modelowania jak i kryteriów oceny prawdopodobieństwa wystąpienia urazu należy podchodzić z ostrożnością.

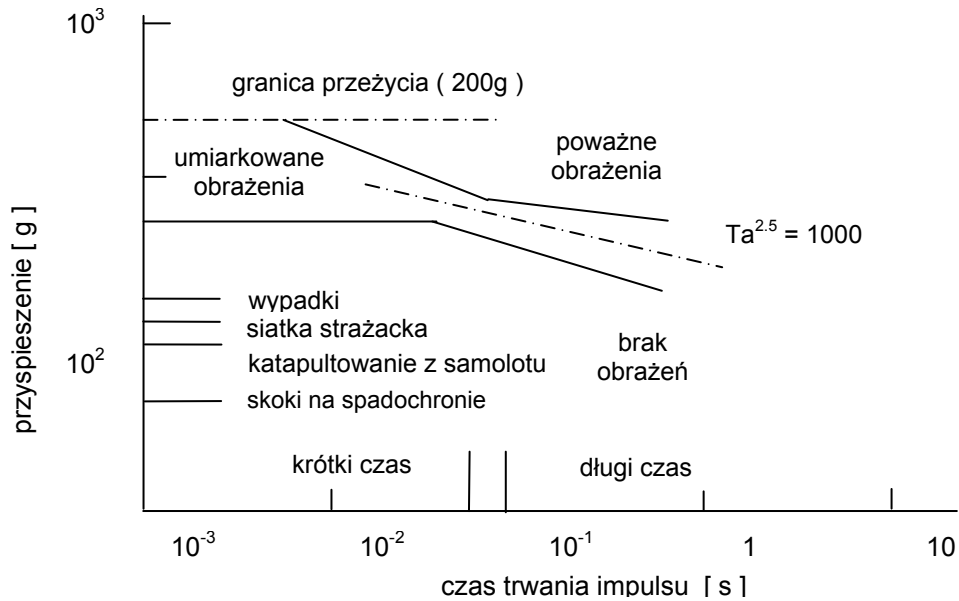
Na rys.1.12. przedstawione zostały zależności pomiędzy poziomem obrażeń a czasem trwania i wartością impulsu przyspieszenia w momencie zderzenia [1].

Dane odpowiadają gwałtownemu zatrzymaniu fotela poruszającego się na wprost z osobą w pełni przypiętą pasami. Czas działania opóźnienia podzielony został na trzy strefy: krótką – poniżej 0.05 s, długą – powyżej 0.1s oraz strefę pośrednią. Dopuszczalna wartość przyspieszenia rośnie wraz ze zmniejszaniem się czasu trwania impulsu. Środek strefy umiarkowanych obrażeń wyznacza empiryczna zależność o równaniu:

$$Ta^{2.5} = 1000 \quad (1.8)$$

gdzie: T [s] – czas trwania impulsu, a [g] - przyspieszenie

Maksymalne graniczne wartości przyspieszeń dla całego ciała przedstawione zostały w tab.1.3.



Rys.1.12. Tolerancja organizmu na przyspieszenie [1]

W przypadku obrażeń głowy występują dwa podstawowe mechanizmy ich powstawania. Pierwszym z nich są liniowe lub kątowe przyspieszenia powodujące powstanie gradientów ciśnienia wewnątrz mózgu, względne przemieszczenia mózgu i czaszki prowadzące do ich kontaktu oraz wzajemne przemieszczenie mózgu i rdzenia kręgowego. Drugi mechanizm związany jest ze zginaniem i rozciąganiem rdzenia kręgowego w okolicy połączenia z mózgiem. Oddzielną grupę obrażeń stanowią uszkodzenia i przebicie kości czaszki.

Najczęściej stosowanym kryterium określającym prawdopodobieństwo odniesienia urazów głowy jest HIC (ang. „head injury criterion”):

$$HIC = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a dt \right]^{2.5} \quad (1.9)$$

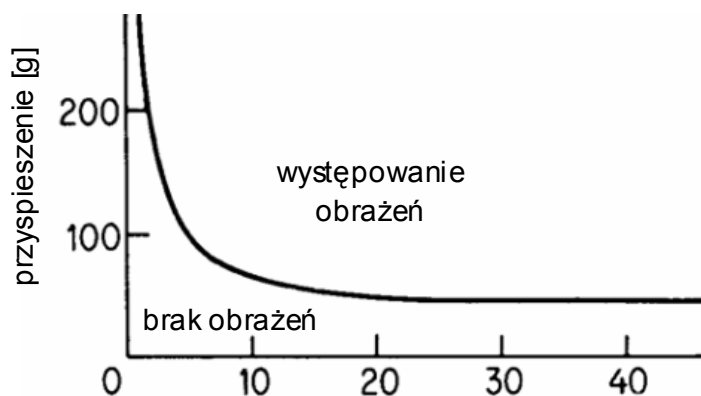
gdzie: t_1 oraz t_2 są odpowiednio początkiem i końcem przedziału, w którym głowa znajduje się w stanie kontaktu, a - przyspieszeniem działającym na głowę.

Wartości HIC wyższe od 1000 należy uznać za niebezpieczne. Przy bezpośrednim uderzeniu w czaszkę tępym obiektem można założyć, że pęknięcie nastąpi przy energii od 50 do 100 J.

Zależność prawdopodobieństwa powstania obrażeń głowy od przyspieszenia i czasu trwania impulsu została przedstawiona na rys 1.13 [1].

Tab.1.3. Graniczne wartości przyspieszeń dla całego ciała

kierunek działania siły	pozycja oraz sposób zabezpieczenia	zmiana prędkości (ms^{-1})	stałe przyspieszenie (g)	czas trwania impulsu (s)
przód - tył	siedząca / pasy pięciopunktowe	22	40	0.06
przód - tył	siedząca / pasy trzypunktowe	8.5	20	0.04
przód - tył	siedząca / pas biodrowy	8.5	15	0.06
przód - tył	siedząca / trzymanie kierownicy	4.25	4	0.1
przód - tył	stojąca	0.7	0.1	0.7
poprzeczny	siedząca / pasy trzypunktowe	4.25	8.0	0.06
stopy - głowa	siedząca / pasy trzypunktowe	22	20	0.18
stopy - głowa	stojąca	3	2.5	0.12



Rys.1.13. Prawdopodobieństwo powstania obrażeń głowy [1]

Przedstawione powyżej w zarysie kryteria oddziaływania obciążeń dynamicznych na organizm człowieka mają duże znaczenie w procesie projektowania i oceny absorberów energii, gdyż zazwyczaj właśnie one stawiają najostrzejsze granice dopuszczalnych poziomów przyspieszeń, jakie zapewnić muszą systemy dyssypacji energii.

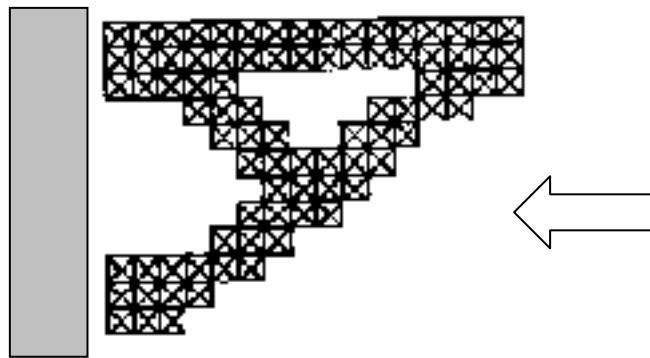
Podstawy adaptacyjnej dyssypacji energii

2.1. Optymalna odpowiedź absorberów pasywnych

Większość stosowanych obecnie systemów rozpraszania energii działa w sposób pasywny, tak więc ich odpowiedź na dynamiczne obciążenie uderzeniem zależy od właściwości materiałów z jakich zostały wykonane oraz od założonego rodzaju zniszczenia (mechanizmu dyssypacji energii).

Wielkość przyspieszeń jest w ścisły sposób zależna od ustalonej charakterystyki dynamicznej absorbera, która w układach pasywnych pozostaje niezmienna.

Wpływ charakterystyki układu pasywnego na jego dynamiczną odpowiedź przedstawiono na przykładzie pochłaniającej energię sprężysto-plastycznej konstrukcji kratownicowej [11], której konfigurację nieodkształconą podano na rys. 2.1.

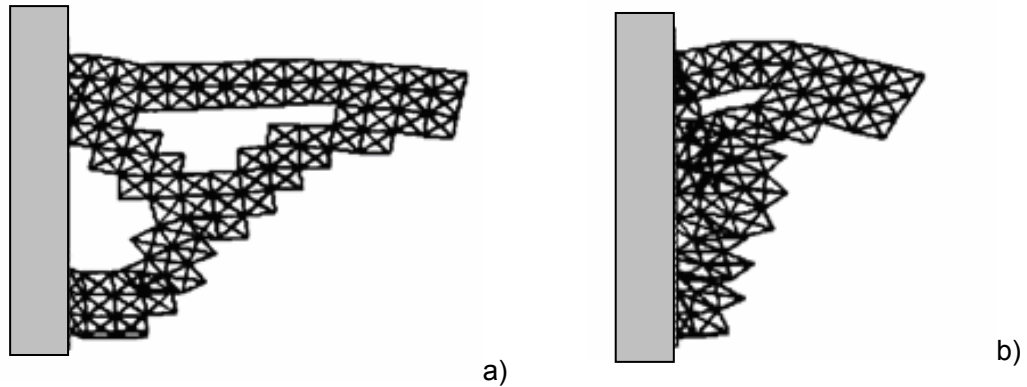


Rys.2.1. Absorber o konstrukcji kratownicowej [11]

W podanym przykładzie konstrukcja kratownicowa z początkową prędkością uderza w nieruchomą przegrodę. W wyniku zderzenia następuje odkształcenie konstrukcji, którego charakter zależy od wartości granicy plastyczności przyjętej w elementach układu.

Symulację numeryczną zachowania konstrukcji przeprowadzono dla dwóch różnych granic plastyczności o jednorodnym rozkładzie, przy identycznej prędkości początkowej uderzenia.

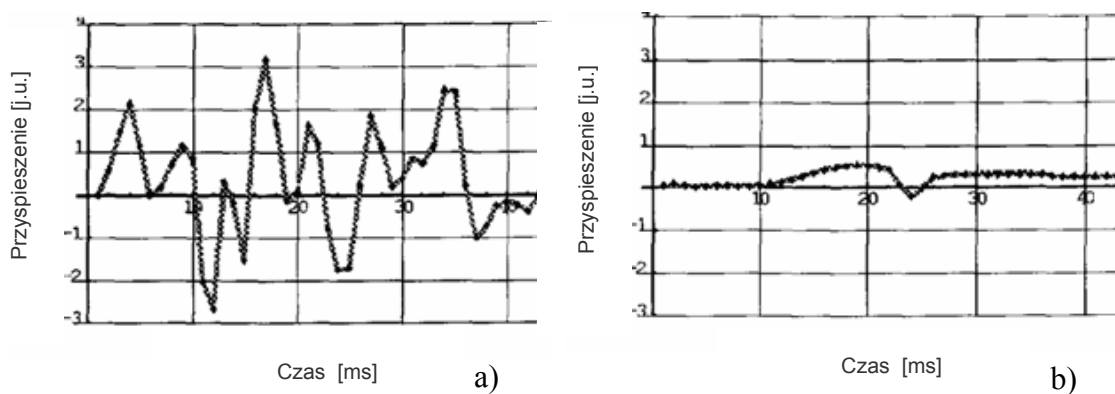
Oba przypadki prowadzą do odmiennych postaci deformacji układu, które zostały przedstawione na rys. 2.2.



Rys. 2.2. Postacie odkształceń absorbera o konstrukcji kratownicowej: a) konstrukcja sztywna, b) konstrukcja podatna [11]

Przy wyższej granicy plastyczności konstrukcja wykazuje dużą sztywność, prowadzącą do ograniczonej, w tym przypadku niekorzystnej, deformacji (rys 2.2.a).

Mała strefa zgniotu prowadzi do powstania wysokich przeciążeń i odpowiedzi o dużej dynamice zmian analizowanych sygnałów (rys. 2.3.a).



Rys. 2.3. Przebieg przyspieszenia w czasie, dla dwóch różnych charakterystyk układu: a) konstrukcja sztywna, b) konstrukcja podatna [11]

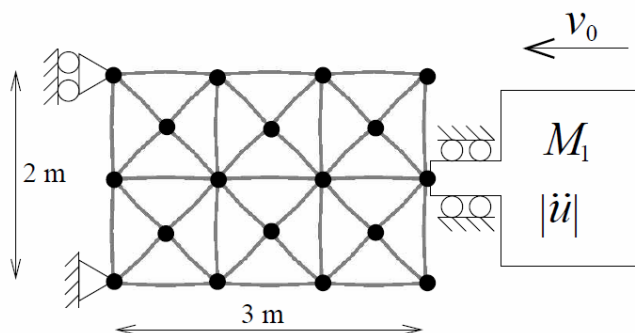
Obliczone numerycznie przebiegi przyspieszenia w czasie, przedstawione na rys 2.3 wynikają bezpośrednio z otrzymanych postaci zniszczenia przy obciążeniu uderowym.

Przebieg przyspieszenia w czasie dla obydwu przypadków oraz postaci deformacji z różnym zasięgiem rozwoju stref uplastycznienia (dyssypacji energii) wyraźnie pokazują, że odpowiednie dopasowanie charakterystyki układu do energii obciążenia dynamicznego może przynieść znaczne ograniczenie niekorzystnych oddziaływań i tym samym podnieść poziom bezpieczeństwa.

W przypadku absorberów pasywnych możliwe jest również przeprowadzenie optymalizacji topologicznej struktury absorbera, w wyniku której odpowiedź układu zostaje dopasowana do przyjętego scenariusza obciążenia uderowego.

Algorytm optymalizacyjny zakłada usuwanie kolejnych elementów z topologii początkowej, dążąc do uzyskania założonej z góry optymalnej funkcji przebiegu przyspieszenia w wybranych punktach konstrukcji.

Przykład struktury absorbera pasywnego poddanego tego rodzaju optymalizacji podano na rys. 2.4 [12].



Rys. 2.4. Schemat funkcjonalny absorbera pasywnego poddanego optymalizacji topologicznej [12]

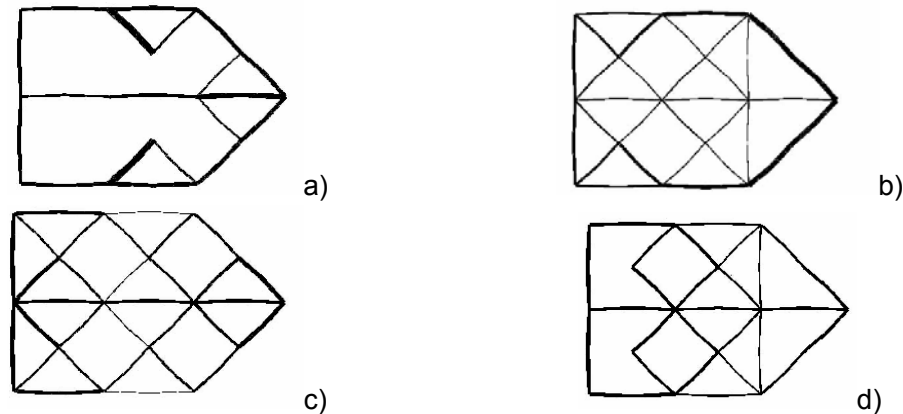
Konstrukcja wyjściowa złożona jest z elementów typu belkowego połączonych ze sobą w węzłach. Podstawę budowy struktury stanowi trójkątna komórka bazowa.

Układ, na który działa dynamiczne obciążenie punktowe uderzeniem masy M_1 o prędkości początkowej v_0 , poddano działaniu procedury optymalizacyjnej uzyskując różne postaci topologii początkowej układu, przedstawione na rys 2.5a-d.

Funkcja celu w procedurze optymalizacyjnej dąży do jak najlepszego odwzorowania założonego z góry przebiegu przyspieszenia działającego na bezpośrednio obciążony węzeł.

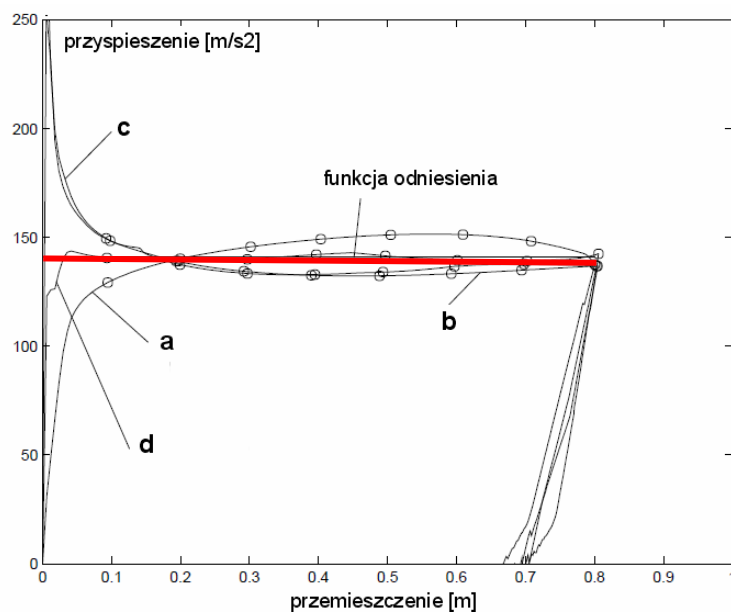
Została ona określona jako norma definiująca odległość pomiędzy założoną i otrzymaną funkcją przyspieszenia dla ustalonej liczby równoodległych chwil czasowych.

Przebieg zmian przyspieszenia w funkcji przemieszczenia obciążonego węzła, dla struktur uzyskanych w procesie optymalizacji (rys. 2.5a-d) zaprezentowano na rys 2.6.



Rys. 2.5. Przykładowe nieodkształconej postaci struktury otrzymane w wyniku działania procedury optymalizacyjnej [12]

Wszystkie topologie uzyskane w wyniku optymalizacji zapewniają założony poziom dyssypacji energii uderzenia. W podanym przykładzie rozwiązanie przedstawione na rys. 2.5.d jest najbliższe przyjętej funkcji odniesienia i prowadzi do największego ograniczenia przyspieszenia oddziałującego na uderzający obiekt.



Rys. 2.6. Przebieg zmian przyspieszenia w funkcji przemieszczenia obciążonego węzła dla struktur uzyskanych w procesie optymalizacji [12]

2.2. Proces adaptacji systemów absorpcji energii

Jak wynika z podanych przykładów, optymalizowanie struktury pasywnych układów absorpcji udaru pozwala jedynie na dopasowanie ich charakterystyk dynamicznych do stałych scenariuszy obciążenia udarowego.

W przypadku działania zmiennych obciążeń udarowych, konieczne staje się stosowanie systemów adaptacyjnej absorpcji energii, zdolnych do szybkiej zmiany swoich charakterystyk dynamicznych.

W procesie adaptacji tego typu systemów wyróżnia się następujące fazy:

- a) identyfikacja obciążenia,
- b) przyjęcie optymalnej strategii rozpraszania energii,
- c) adaptacja aktywnych elementów struktury.

W celu optymalnego rozproszenia energii kinetycznej związanej z obciążeniem dynamicznym, konieczne jest określenie jej wartości początkowej. W zależności od rodzaju udaru, identyfikacja energii może odbywać się jeszcze przed jego wystąpieniem lub w początkowej fazie obciążenia.

W pierwszym przypadku możliwe jest dokonywanie pomiaru prędkości oraz szacowanie masy i sztywności ciał biorących udział w zderzeniu przy zastosowaniu technik radarowych, laserowych lub akustycznych (pomiar impulsowy, dopplerowski, lidar, sonar itp.) oraz systemów klasyfikacji obiektów (np.: systemy wizyjne, systemy transponderów).

W drugim przypadku konieczne staje się rozwijanie nowych typów czujników wbudowanych w strukturę absorbera, które na podstawie analizy początkowej fazy uderzenia są w stanie rozpoznać obciążenie w czasie rzeczywistym [13, 14].

Biorąc pod uwagę bardzo krótki czas trwania udaru, zazwyczaj od dziesiątków μs do kilkuset ms, w absorberach adaptacyjnych, w aktualnych rozwiązaniach modelowych przyjmuje się układy elektroniczne zawierające przygotowane wcześniej scenariusze dyssypacji, dopasowane do różnych warunków obciążenia i charakteru chronionych konstrukcji.

Ze względu na konieczność sterowania w czasie rzeczywistym przy zmiennych warunkach brzegowo-początkowych, prowadzone obecnie prace skupiają się na

skróceniu czasu działania algorytmów oraz zwiększeniu szybkości działania przetworników i wykonawczych układów elektronicznych.

Po wyborze odpowiedniej strategii sterowania konieczne jest dostosowanie charakterystyk dynamicznych aktywnych elementów absorbera. Ich struktura może być wykonana w całości z materiałów inteligentnych (np. stopów z pamięcią kształtu) lub jedynie wyposażona w sterowalne urządzenia nazywane „bezpiecznikami”, wymuszające pożądane zachowanie jej elementów. W zależności od przyjętego rodzaju sterowania zmiany parametrów kontrolnych struktury są jednokrotne w przypadku działania semi-aktywnego lub wielokrotne przy działaniu aktywnym.

Termin sterowania aktywnego w przyjętym kontekście nie jest związany z dostarczaniem do układu energii z zewnątrz, lecz odnosi się jedynie do przyjętej strategii sterowania w czasie rzeczywistym.

Dodatkowy etap procesu adaptacji elementów aktywnych konstrukcji do uderzenia może stanowić autonomiczne przeprowadzenie procesu powrotu struktury do stanu pierwotnego. Przy wykorzystaniu aktywnych elementów konstrukcji oraz zewnętrznego źródła drgań o niskiej energii możliwe jest w pewnych przypadkach przywrócenie początkowej konfiguracji konstrukcji.

2.3. Materiały funkcjonalne

W ostatnich latach możemy zaobserwować coraz większe zainteresowanie użyciem wielu funkcjonalnych materiałów w systemach adaptacyjnej absorpcji obciążeń uderowych. Materiały te (zwane także materiałami inteligentnymi) wykazują sprzężenie efektów mechanicznych z różnymi polami fizycznymi (np.: pole magnetyczne, elektryczne, pole temperatury), co pozwala na zmianę własności tych materiałów pod wpływem działania zewnętrznych pól sterujących.

W większości wypadków, w systemach adaptacyjnej dyssypacji energii stosowane są aktywne elementy wykonane z materiałów inteligentnych, rozmieszczone w odpowiednich miejscach kontrolowanej konstrukcji, które umożliwiają sterowaną zmianę parametrów dynamicznych całości układu.

Materiały te mogą być bezpośrednio wykorzystywane w procesie dyssypacji energii (np. ciecze MRF, stopy z pamięcią kształtu) lub stanowić element wykonawczy układów sterowania absorberów adaptacyjnych.

W budowie elementów aktywnych możliwe jest zastosowanie szeregu materiałów inteligentnych np.: cieczy magnetoreologicznych (MRF), cieczy elektoreologicznych (ERF), materiałów piezoelektrycznych, magnetostrykcyjnych, stopów z pamięcią kształtu.

Płyny inteligentne, do których zaliczamy ciecze magnetoreologiczne i elektoreologiczne są niekoloidalną zawiesiną cząstek ferromagnetycznych lub cząstek wykazujących polaryzację elektryczną w cieczy bazowej.

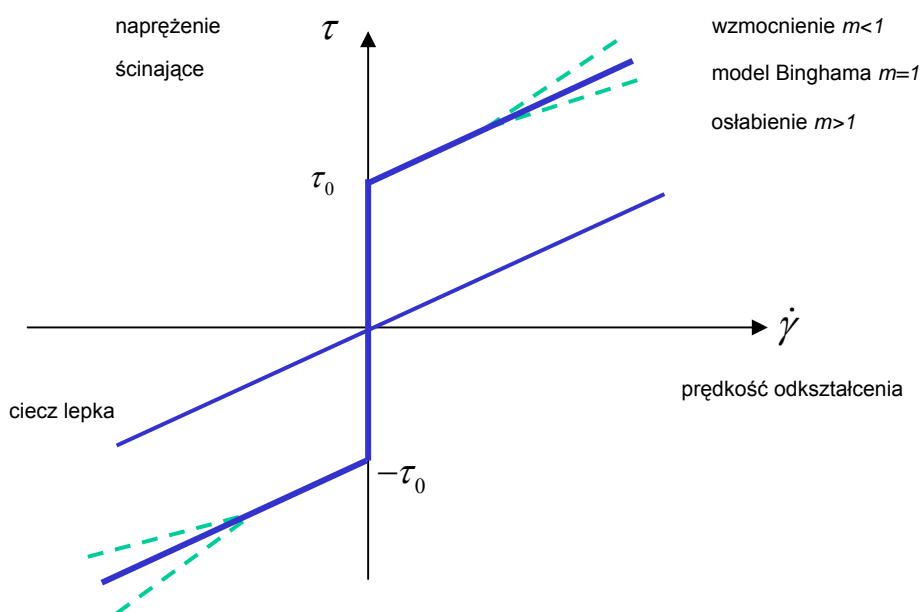
Jako pierwszemu odkrycie efektu magnetoreologicznego przypisuje się Jacobowi Rabinowi (w drugiej połowie lat 40-tych dwudziestego wieku) jednak dopiero w latach 90-tych nastąpiło ożywione zainteresowanie ich zastosowaniem w wielu dziedzinach techniki związanych ze sterowaną dyssypacją energii [15].

Urządzenia oparte na cieczach inteligentnych (MRF/ERF) zapewniają szybką odpowiedź i łatwość sterowania. W wyniku działania pola magnetycznego lub elektrycznego następuje układanie się cząstek w kolumny równoległe do kierunku pola, co prowadzi do zmiany własności reologicznych cieczy z lepkich na lepko-plastyczne. Granica plastyczności cieczy proporcjonalna jest do wartości pola magnetycznego lub elektrycznego.

Konieczność stosowania silnych pól elektrycznych o wartościach rzędu kilku kV/m w cieczach ER ogranicza jednak możliwość stosowania ich w wielu zastosowaniach praktycznych.

W Zakładzie Technologii Inteligentnych IPPT PAN w ostatnim okresie, przy moim współdziałaniu, prowadzone są prace nad zastosowaniem cieczy magnetoreologicznych w adaptacyjnych układach absorpcji energii, których właściwości dyssypatywne sterowane są zewnętrznym polem magnetycznym.

W matematycznym modelowaniu zachowania cieczy magnetoreologicznej wykorzystywane są modele lepkoplastyczne wiążące naprężenia ścinające w cieczy z prędkością jej odkształcenia w funkcji natężenia pola magnetycznego. Najczęściej spotykany jest model konstytutywny Bingham'a, którego uogólnienie obejmujące wzmocnienie lub osłabienie dla wysokich prędkości ścinania stanowi związek Herschel'a-Buckley'a, którego postać graficzna podana została na rys. 2.7.



Rys. 2.7. Lepkoplastyczny model konstytutywny Herschel'a-Buckley'a dla cieczy magnetoreologicznej [8].

Związek pomiędzy naprężeniem ścinającym τ , a prędkością odkształcenia w cieczy $\dot{\gamma}$ dla modelu Bingham'a wyraża wzór:

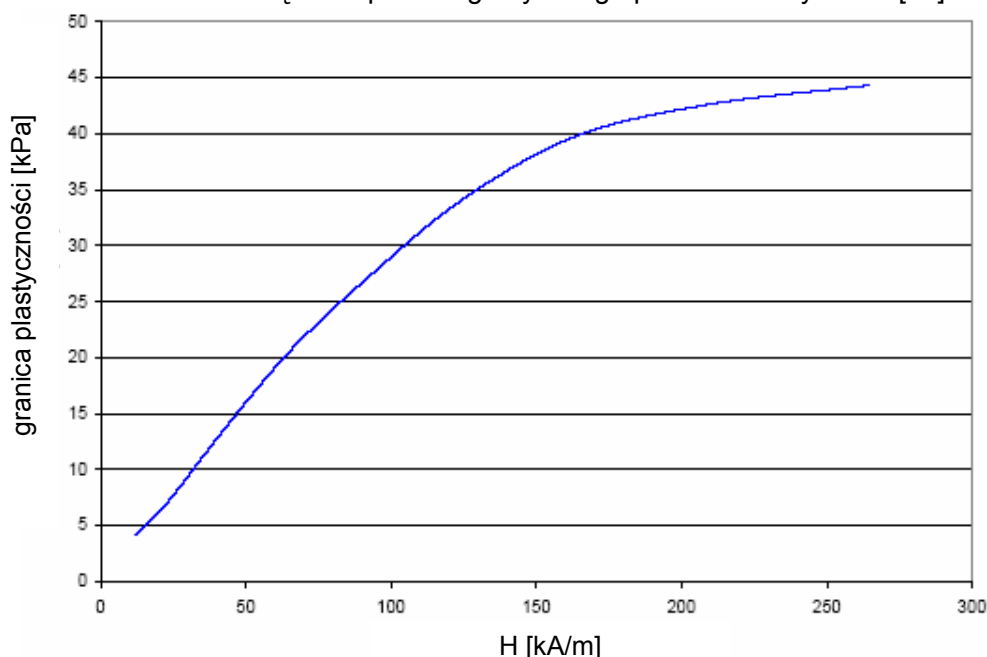
$$\tau = \tau_0(H) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta \dot{\gamma} \quad (2.1)$$

i dla modelu Herschel'a-Buckley'a:

$$\tau = \left(\tau_0(H) + |\dot{\gamma}|^{\frac{1}{m}} \right) \operatorname{sgn}(\dot{\gamma}) \quad (2.2)$$

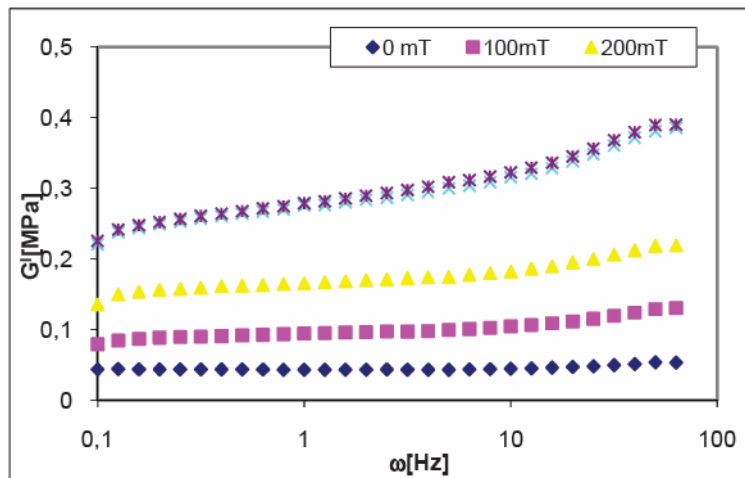
gdzie w obu tych wyrażeniach: H - natężenie pola magnetycznego, τ_0 - granica plastyczności, η - lepkość bazowa cieczy, m – wewnętrzny parametr modelu związany z nieliniowością układu.

Maksymalne wartości granicy plastyczności jakie uzyskuje się w cieczach MR nie przekraczają kilkudziesięciu kPa. Przykładową zależność granicy plastyczności cieczy Lord MRF-122EG od natężenia pola magnetycznego przedstawia rys. 2.8. [16]



Rys.2.8. Przykładowa zależność granicy plastyczności cieczy magnetoreologicznej od natężenia pola magnetycznego H [16].

Inną grupę materiałów, których własności zależą od natężenia pola magnetycznego są elastomery magnetoreologiczne. Umieszczenie w materiale (matrycy polimerowej) takim jak na przykład naturalna guma, zawiesiny ferromagnetycznych cząsteczek o rozmiarze od 0.1 do 5 mikronów pozwala na kontrolowaną polem magnetycznym zmianę sztywności materiału.



Rys.2.9. Zmienność modułu sztywności postaciowej G elastomeru reologicznego dla różnych częstotliwości obciążenia harmonicznego oraz różnych wielkości natężenia pola magnetycznego [17].

Przykładową zmienność modułu sztywności postaciowej G elastomeru reologicznego dla różnych częstotliwości obciążenia harmonicznego oraz różnych wielkości natężenia pola magnetycznego przedstawia rys. 2.9 [17].

Widoczny jest znaczący wzrost modułu sztywności postaciowej elastomeru wraz ze zwiększeniem natężenia pola magnetycznego, co w przypadku sterowania tym polem pozwala na kontrolowaną zmianę własności dyssypatywnych materiału.

Innym typem materiałów inteligentnych stosowanych głównie w układach sterowania absorberów adaptacyjnych są materiały piezoelektryczne. Prace nad tego typu zastosowaniami prowadzone są również przy moim współdziałaniu w Zakładzie Technologii Inteligentnych IPPT PAN.

Zjawisko piezoelektryczne polega na powstawaniu pola indukcji elektrycznej i pojawianiu się związanego z nią ładunku elektrycznego po odkształceniu sieci krystalicznej w materiale piezoelektrycznym (efekt prosty) lub powstawaniem odkształcenia materiału wywołanego działaniem pola elektrycznego (efekt odwrotny).

Występowanie efektu piezoelektrycznego zostało odnotowane w literaturze już w XVIIIw. (turmalin) jednak opis zjawiska został po raz pierwszy podany przez braci Curie w ich pracy z 1880r. Materiały piezoelektryczne stanowią obecnie grupę jednych z najczęściej stosowanych w technice materiałów funkcjonalnych.

Wśród materiałów wykazujących efekt piezoelektryczny możemy wyróżnić naturalne i syntetyczne materiały monokrystaliczne, polikrystaliczne oraz polimerowe.

Spośród materiałów monokrystalicznych najczęstsze zastosowanie mają kwarc SiO_2 (typ α i β), fosforaty galu (GaPO_4), które wprawdzie posiadają niską czułość jednak posiadają wysoką stabilność w szerokim zakresie temperatur.

Doskonale własności piezoelektryczne wykazują materiały o złożonej mikrostrukturze polikrystalicznej, do których należą piezoelektryczne materiały ceramiczne. Poprzez odpowiedni proces kierunkowej polaryzacji stochastycznie ułożonych ferroelektrycznych domen materiału (o jednorodnym rozkładzie kierunku dipoli elektrycznych) w silnym polu elektrycznym możliwe jest uzyskanie bardzo wysokich stałych piezoelektrycznych materiału oraz dobrego współczynnika sprzężenia elektromechanicznego.

Do grupy tych materiałów należą cyrkoniany-tytaniany ołowiu (PZT – zawierające związki PbZrO_3 i PbTiO_3), związki ołowiu z niobem (PbNb_2O_6). Wadą materiałów z grupy PZT jest niska temperatura Curie (rzędu $250\text{-}300^\circ\text{C}$), natomiast materiałami o wyższych temperaturach Curie (około 1000°C) są niobiany i tytaniany litu (LiNbO_3 , LiTiO_3) [18].

W obszarze liniowym (przy stosowaniu małych sygnałów i dla częstotliwości pracy odległych od rezonansu) podstawowe zależności konstytutywne pomiędzy składowymi reprezentacji tensora odkształcenia ε , a składowymi wektora indukcji pola elektrycznego w materiale piezoelektrycznym D wyrażają zależności:

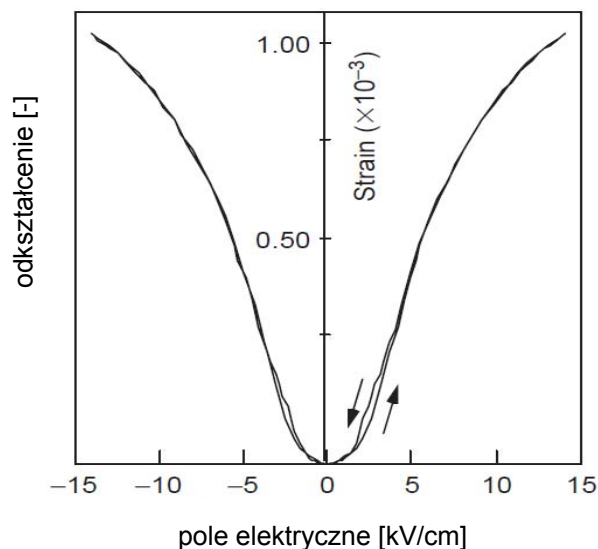
$$\sigma_{ij} = c_{ijkl} \varepsilon_{kl} - e_{kij} E_k \quad (2.3)$$

oraz

$$D_i = e_{ikl} \varepsilon_{kl} + \epsilon_{ik} E_k \quad (2.4)$$

Liczba niezerowych składowych tensorów e i ϵ zależy od przynależności materiału piezoelektrycznego do odpowiedniej klasy krystalograficznej, a co za tym idzie wiąże się z symetrią sieci krystalicznej. Ponieważ efekt piezoelektryczny związany jest z występowaniem polaryzacji elektrycznej w kryształach, nie występuje on w sieciach posiadających środek symetrii komórki elementarnej. Spośród 32 klas krystalograficznych 21 przejawia własności piezoelektryczne.

Właściwości piezoelektryczne wykazują również polimerowe folie PVDF, jednak ze względu na małą sztywność i ograniczoną czułość nie znajdują zastosowania w układach aktywacji adaptacyjnych absorberów energii.



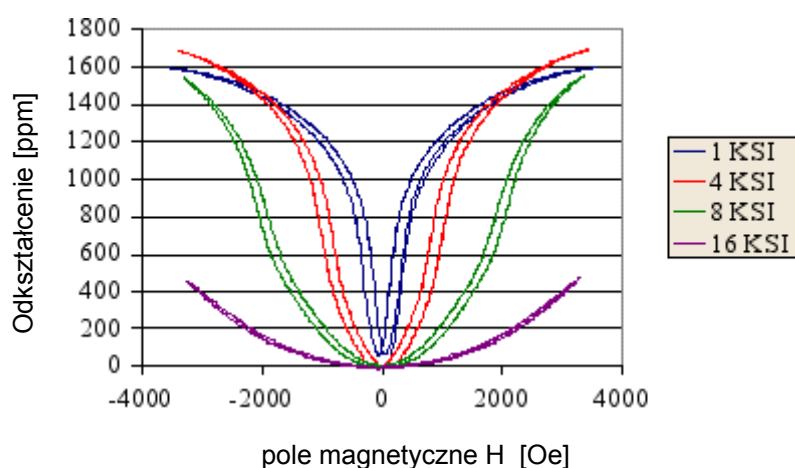
Rys.2.10. Przykładowa zależność odkształcenia od pola elektrycznego dla materiału piezoelektrycznego

Kolejną grupą materiałów inteligentnych stosowanych w układach sterowania absorberów adaptacyjnych są materiały magnetostrykcyjne. Wykazują one dwa komplementarne efekty zbliżone w swojej naturze do efektu piezoelektrycznego – efekt magnetostrykcji oraz efekt Villariego (magnetomechaniczny).

Działanie zewnętrznego pola magnetycznego powoduje w materiałach o wysokiej anizotropii magnetycznej silną reorientację kierunków momentów spinowych w domenach magnetycznych, co wywołuje oddziaływania w sieci krystalicznej materiału prowadzące do jej deformacji.

Efekt Villariego jest efektem odwrotnym do magnetostrykcji i polega na zmianie namagnesowania materiału, które spowodowane jest mechanicznym odkształceniem sieci krystalicznej.

Przykładową zależność pomiędzy jednoosiowym odkształceniem magnetostrykcyjnym, a wielkością pola magnetycznego dla materiału o gigantycznej magnetostrykcji (Terfenol-D) przedstawiono na rys. 2.11.



Rys.2.11. Przykładowa zależność pomiędzy jednoosiowym odkształceniem magnetostrykcyjnym, a wielkością pola magnetycznego dla różnych naprężeń wstępnych [19].

Zjawisko magnetostrykcji zachodzi w większości materiałów ferromagnetycznych. Po raz pierwszy zostało zaobserwowane eksperymentalnie przez J.P. Joule'a w 1840r w próbkach żelaza.

Badania materiałowe w latach 60-tych XXw doprowadziły do wytworzenia materiałów o tzw. gigantycznej magnetostrykcji (odkształcenie rzędu 0.1%), która występowała jedynie w niskich temperaturach. Prace badawcze prowadzone przez kolejnych 10 lat w Naval Ordnance Laboratory pozwoliły na otrzymanie materiału opartego na pierwiastkach ziem rzadkich i żelaza (Tb, Dy, Sm, Ho – Fe₂), który wykazywał odkształcenia magnetostrykcyjne na poziomie 0.3% w temperaturze pokojowej i znany jest pod handlową nazwą Terfenol-D [20].

Duże przemieszczenia, wysoki poziom uzyskiwanych sił oraz szybkość działania powodują, że Terfenol-D może być stosowany w układach aktywatorów systemów adaptacyjnej dyssypacji energii.

Stopy z pamięcią kształtu (ang. shape memory alloys - SMA) należą do kategorii inteligentnych materiałów metalicznych. Wykazują one trzy podstawowe efekty, takie jak: jednokierunkowy efekt pamięci kształtu, dwukierunkowy efekt pamięci kształtu oraz efekt pseudosprężystości.

Wszystkie powyższe efekty związane są z przejściami fazowymi pomiędzy fazą austenityczną o wysokim stopniu uporządkowania i strukturze sześcienną oraz fazami martenzytycznymi (zbliżniaczoną oraz zbliżniaczoną zdeformowaną) o strukturze jednoskośnej.

Termosprężyste przemiany fazowe indukowane w stopach tych metali mogą być indukowane termicznie lub naprężeniowo.

W przypadku jednokierunkowego efektu pamięci kształtu, materiał posiada pierwotną, nieodkształconą konfigurację związaną z fazą austenityczną. Po wprowadzenie trwałych deformacji plastycznych w fazie martenzytycznej, powrót do pierwotnego kształtu możliwy jest poprzez zwiększenie temperatury do poziomu odpowiadającego końcowi przemiany austenitycznej, co powoduje przejście układu do początkowej konfiguracji odkształcenia.

Dwukierunkowy efekt pamięci kształtu można uzyskać jedynie po przeprowadzeniu tzw. „treningu” materiału. Ten efekt pamięci działa analogicznie jak w przypadku jednokierunkowym, jednak tym razem mamy do czynienia z dwoma konfiguracjami kształtu związanymi z fazą martenzytyczną i austenityczną. Osiągnięcie temperatury przemiany austenitycznej powoduje uzyskanie kształtu wysokotemperaturowego, natomiast chłodzenie do temperatury przemiany martenzytycznej pozwala na przejście do konfiguracji niskotemperaturowej.

W przypadku efektu pseudosprężystości dzięki przemianie fazowej indukowanej naprężeniowo możliwe jest uzyskiwanie dużych odkształceń materiału (analogicznych do odkształceń plastycznych), zanikających wraz z odciążeniem układu. Odciążenie układu odbywa się po innej ścieżce naprężeniowo – odkształceniowej niż jego obciążenie, prowadząc tym samym do powstania histerezy.

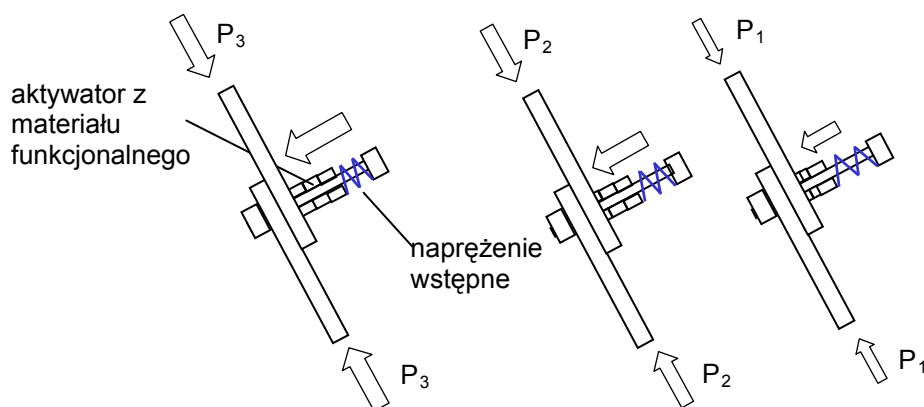
Efekty pamięci kształtu związane z termosprężystą przemianą martenzytyczną występują w wielu stopach metali opartych na żelazie (np. Fe – Pt, Fe-Co-Ni-Ti) lub miedzi (np. Cu-Zn, Cu-Al).

W zastosowaniach praktycznych najczęściej wykorzystywane są jednak materiały SMA wykorzystujące związki niklu i tytanu (Ni-Ti). Stopy te charakteryzują się temperaturą przemiany martenzytycznej w zakresie od -100 do 100°C , możliwością uzyskania odkształceń pseudosprężystych na poziomie 6-8% oraz naprężeń 600-900MPa w trakcie przemiany indukowanej termicznie [15],[21].

2.4. Bezpieczniki konstrukcyjne w systemach absorpcji energii

Materiały funkcjonalne pozwalają na budowę bezpieczników konstrukcyjnych, które niezbędne są do przeprowadzenia trzeciej fazy adaptacji konstrukcji do obciążenia udarowego, polegającej na przyjęciu optymalnych parametrów aktywnych elementów struktury.

W przypadku konstrukcji kratownicowych możliwe jest zastosowanie adaptacyjnego połączenia ciernego, którego głównym elementem jest aktyuator wykonany z materiału funkcjonalnego np., w postaci podkładek ze stopów z pamięcią kształtu (SMA) lub materiału o gigantycznej magnetostrykcji połączonych ze sprężystym dociskiem. Poprzez zmianę wymiarów (wywołaną przemianami w strukturze materiału – cykl cieplny) różnej liczby podkładek SMA możliwa jest zmiana siły w bezpieczniku, a co za tym idzie siły tarcia pomiędzy dwoma częściami elementu mikrostruktury. Zachowanie takiego układu zbliżone jest do procesu plastycznego płynięcia ze sterowalną granicą plastyczności. Bez aktywacji podkładek siła niezbędna aby zapoczątkować odkształcenie plastyczne wynosi P_1 (rys.2.12). Po aktywacji jednej podkładki siła zmniejsza się do wartości P_2 , a po aktywacji dwóch spada do wartości $P_3 < P_2$.



Rys.2.12. Schemat bezpiecznika konstrukcyjnego

2.5. Adaptacyjna absorpcja energii

Coraz wyższe wymagania związane z bezpieczeństwem konstrukcji muszą prowadzić do zmiany metod ich strukturalnego projektowania oraz stosowania nowych rozwiązań pozwalających na zapewnienie ich integralności.

Stosowane obecnie w większości systemy bezpieczeństwa biernego są układami pasywnymi, które nie podlegają sterowaniu. Ich charakterystyka dynamiczna pozostaje stała, przez co jest dobrze dopasowana do działającego obciążenia jedynie w wąskim przedziale jego zmienności.

Rozwój technologii materiałowych, a w szczególności postęp w dziedzinie materiałów inteligentnych i elektronicznych systemów kontrolno-pomiarowych stworzył nowe możliwości zastosowania tego typu materiałów w technicznych układach adaptacyjnej absorpcji energii.

Prace związane z adaptacyjną absorpcją energii obciążeń uderzeniowych prowadzone są w dość wąskiej grupie ośrodków naukowo-badawczych. W ostatnich kilkunastu latach intensywne badania nad tego rodzaju systemami odbywają się w Zakładzie Technologii Inteligentnych IPPT PAN.

Jako jedne z pierwszych układów adaptacyjnych pojawiły się w latach 70-tych XXw aktywne, hydrauliczne podwozia lotnicze (m.in. NASA Langley Research Center), w których siła tłumiąca sterowana była poprzez zmiany ciśnienia cieczy roboczej. Rozwiązania te wymagały dostarczania do układu dużej ilości energii oraz powodowały problemy techniczne związane z zapewnieniem odpowiednich przepływów i wysokich ciśnień.

Powyższe wady zostały znacznie ograniczone w podwoziach opartych na serwozaworach, w których sterowanie siłą tłumiącą odbywało się w sposób semi-aktywny [22].

Koncepcja adaptacyjnego podwozia lotniczego została rozwinięta w trakcie prac prowadzonych w ramach projektu badawczego FP6 ADLAND, koordynowanego przez IPPT PAN [7], [23].

Wprowadzenie w układzie amortyzatora materiałów inteligentnych pozwoliło na skrócenie czasu reakcji systemu i sterowanie siłą tłumiącą amortyzatora podwozia w czasie rzeczywistym.

W projekcie wykorzystane zostały dwa rozwiązania konstrukcyjne, wykorzystujące ciecz magnetoreologiczną wraz z odpowiednim układem głowicy magnetycznej oraz zawór oparty na aktywatorze piezoelektrycznym, współpracujący z klasycznym olejem hydraulicznym.

Problem sterowania tłumikiem magnetoreologicznym poddanym obciążeniu udarowemu, sterowanym w czasie rzeczywistym przedstawiony został w pracy [22].

Dalsze prace badawcze prowadzone w tej tematyce w IPPT PAN koncentrują się na pneumatycznym amortyzatorze podwozia lotniczego, który do sterowania przepływem gazu wykorzystuje zawór piezoelektryczny [24].

Zastosowanie cieczy magnetoreologicznych w adaptacyjnych sprzęgłach służących tłumieniu drgań skrętnych wywołanych stanami nieustalonymi związanymi z obciążeniami eksploatacyjnymi lub rozruchem maszyn o napędzie elektrycznym jest przedmiotem prac prowadzonych w IPPT PAN w ramach projektu Energoudar [25], [26].

Technologia ta może również być wykorzystywana w celu zmniejszenia dynamicznych obciążeń działających na łopaty turbin wiatrowych w wyniku gwałtownych podmuchów wiatru. Koncepcja wprowadzenia adaptacyjnego połączenia łopaty turbiny po przeprowadzeniu badań na modelach numerycznych została zweryfikowana doświadczalnie w trakcie prac prowadzonych w projekcie Upwind [27], [28].

Innym przykładem adaptacji w systemie dyssypującym energię jest przedstawiony w pracy [29] układ sterujący ciśnieniem wewnątrz cienkościennych cylindrów. Poprzez zmianę ciśnienia wewnętrznego możliwe jest wywołanie różnych modów plastycznej deformacji metalowej powłoki, a przez to dostosowanie wartości średniej siły zgniotu do działającego na układ obciążenia. Rozwiązanie to może zostać zastosowane w adaptacyjnych materiałach o strukturze komórkowej.

Powyższy problem przedstawiono szerzej w pracy [30], gdzie podano również przykład adaptacyjnego rozpraszania energii udaru przy użyciu tłumika z cieczą elektroreologiczną.

Problem adaptacji energochłonnych struktur w konstrukcjach samochodowych poruszany jest w pracach [31] oraz [32]. W pierwszej z nich dopasowanie energochłonności układu do scenariusza uderzenia odbywa się poprzez system cięgien, doprowadzający do symetryzacji obciążenia. W pracy drugiej, autorzy proponują system podłużnic, którego sztywność (średnia siła zgniotu) może być zmieniona poprzez pirotechniczne zniszczenie odpowiednio zaprojektowanych łączników konstrukcyjnych.

Kolejną szeroką grupę zagadnień związanych z adaptacyjną dyssypacją energii udaru przedstawiają prace [33], [34], [35], [36] poświęcone układom pneumatycznym, które mogą znaleźć zastosowanie w przemyśle samochodowym, lotniczym (zewnętrzne poduszki powietrzne w helikopterach) lub służyć do ochrony konstrukcji morskich.

Wspólną cechą przedstawianych rozwiązań jest stosowanie wielokomorowych powłok napełnianych gazem. Jego ciśnienie początkowe jak również wypływ z układu i przepływy pomiędzy komorami struktury sterowane są w sposób optymalny przy użyciu szybkich zaworów o dużym wydatku.

W pracach [37], [38], przedstawiona została metodologia projektowania kratownicowych struktur adaptacyjnych wykorzystująca impulsową Metodę Dystorsji Wirtualnych (MDW). MDW pozwala na szybką reanalizę konstrukcji oraz analityczne wyznaczenie wrażliwości jej odpowiednich parametrów z uwzględnieniem nieliniowości fizycznych dla małych odkształceń i przemieszczeń. W pracy podano przykłady optymalnej adaptacji tego typu układów (poprzez redystrybucję masy i sztywności) do zmiennych obciążeń udarowych.

Adaptacyjnym konstrukcjom typu kratownicowego poświęcona została również praca [39]. Wykorzystano w niej metodę MDW w celu określenia optymalnego sterowania semi-aktywnego (maksymalizacja energochłonności) strukturą podwozia wagonu kolejowego, której elementy wyposażone zostały w bezpieczniki konstrukcyjne. Modelowany układ został przebadany również doświadczalnie w skali laboratoryjnej. Powyższa praca wprowadziła również zarys koncepcji mikrostruktur adaptacyjnych.

2.5. Cel i zakres pracy

Celem rozprawy jest prezentacja koncepcji dwóch oryginalnych systemów adaptacyjnej absorpcji obciążeń uderowych, zdolnych do sterowanej dyssypacji energii:

- a) systemu adaptacyjnej wieży kratownicowej (ang. truss-tower), zdolnego do powtarzalnej absorpcji losowych uderów poprzecznych,
- b) systemu harmonijkowego typu multifolding, zdolnego do absorpcji losowych uderów liniowych,

oraz:

- c) demonstratora systemu multifolding wraz z implementacją niezbędnych rozwiązań sprzętowych (układ sterowania w czasie rzeczywistym),
- d) implementacji wybranych rozwiązań sprzętowych w adaptacyjnym podwoziu lotniczym (układ identyfikacji prędkości przyziemienia oraz układy sterowania w czasie rzeczywistym).

Ad a) Motywacją do wszczęcia badań nad systemem są problemy związane z koniecznością redukcji drgań na szczycie wieży, wzbudzanych przez obciążenia uderowe na poziomie użytkowym, takimi jak np. kolizje instalacji morskich turbin wiatrowych z obiektami pływającymi, a w szczególności, z łamiącym się lodem unoszonym przez prądy morskie. Symulacje komputerowe pokazują obiecującą skuteczność proponowanego rozwiązania, wraz z możliwością automatycznego powrotu do konfiguracji wyjściowej (ang. reset) przy dwustanowym użyciu „bezpieczników konstrukcyjnych” typu on-off oraz zewnętrznie wzbudzonej wibracji.

Ad b) Motywacją do wszczęcia badań nad systemem jest poszukiwanie układu o maksymalnej odporności uderowej i możliwościach samo-adaptacji do losowych obciążeń uderowych. Symulacje komputerowe oraz ich weryfikacja eksperymentalna wykazały skuteczność proponowanego rozwiązania.

Układy typu multifolding mogą znaleźć również zastosowanie w wysokowydajnych zaworach sterujących przepływem gazu w pneumatycznych systemach adaptacyjnej absorpcji energii.

Ad c): Oryginalnie zaprojektowany i wykonany demonstrator koncepcji multifolding, z absorberami w postaci tłumików MRF firmy Lord oraz własnoręcznie wykonanym

elektronicznym układem kontrolnym pozwolił na weryfikację eksperymentalną proponowanej koncepcji. oraz rozwinięcie współpracy badawczej z University of Hiroshima w zakresie analizy układów typu MFM.

Ad d): implementacja układu identyfikacji prędkości przyziemienia samolotu (AVI) oraz układów sterowania podwoziem w czasie rzeczywistym, jak również badania związane ze strategiami sterowania tłumikami opartymi na cieczach magneto-reologicznych i aktywatorach piezoelektrycznych stanowią oryginalny wkład autora w koncepcję adaptacyjnego podwozia lotniczego (ALG – Adaptive Landing Gear), rozwijaną w ramach europejskiego projektu badawczego ADLAND oraz Projektu Kluczowego PKAERO [40]. Układ AVI stanowi punkt wyjścia do nowej techniki monitorowania procesu lądowania.

Rozprawa doktorska podzielona została na pięć rozdziałów. W rozdziale pierwszym przedstawione zostały podstawowe wiadomości związane z układami rozpraszającymi energię kinetyczną uderzenia. Określone zostały kryteria porównawcze dla absorberów oraz warunki, które muszą zostać spełnione aby zapewnić poprawny przebieg procesu dyssypacji. Przedstawiono graniczne wartości oddziaływania nadmiernych przyspieszeń na konstrukcje i organizm ludzki oraz omówiono podstawowe materiały stosowane w systemach dyssypacyjnych.

W rozdziale drugim omówiono podstawy adaptacyjnej dyssypacji energii. Podane zostały przykłady optymalizacji absorberów pasywnych, określono fazy procesu adaptacji systemów absorpcji energii do obciążenia udarowego oraz przedstawiono materiały funkcjonalne, które mogą być zastosowane w bezpiecznikach konstrukcyjnych struktur kratownicowych.

Rozdział trzeci przedstawia problem adaptacyjnej dyssypacji energii w układach kratownicowych. Omówione zostały w nim numeryczne metody modelowania tego typu konstrukcji oraz sterowania procesem ich adaptacji. Przedstawiono schemat autorskiego oprogramowania pozwalającego na wyznaczenie nieliniowej, dynamicznej odpowiedzi modelowanych układów mechanicznych. Proces adaptacji zilustrowany został dwoma przykładami dostosowania odpowiedzi konstrukcji z zewnętrzną oraz zintegrowaną strefą aktywnej dyssypacji energii. W drugim przypadku przedstawiono również proces samonaprawy (ang. reset) struktury, który może zostać przeprowadzony po zakończeniu procesu optymalnej dyssypacji energii.

Rozdział czwarty poświęcono systemom absorpcji energii obciążeń uderzeniowych ze strukturami harmonijkowymi typu multifolding. W rozdziale zaproponowana została koncepcja tego typu struktury wraz z odpowiednimi modelami obliczeniowymi i strategiami sterowania procesem adaptacyjnej absorpcji obciążeń uderzeniowych. Optymalna strategia sterowania przedstawiona została na przykładzie wybranej struktury harmonijkowej.

Rozdział piąty poświęcony został implementacji systemów adaptacyjnej absorpcji energii obciążeń uderzeniowych. W jego wstępie omówione zostały dwa podstawowe rodzaje układów sterowania w czasie rzeczywistym, które wykorzystane zostały w eksperymentalnych pracach badawczych.

Opracowane i wykonane układy kontrolno-pomiarowe użyte zostały w trakcie eksperymentalnej weryfikacji koncepcji układów harmonijkowych. Przedstawione wyniki badań przeprowadzonych dla podstawowej, sześćelementowej struktury typu multifolding potwierdziły możliwość przeprowadzenia jej skutecznej adaptacji do obciążenia dynamicznego. W sposób eksperymentalny uzyskano sekwencje deformacji przewidziane w wyniku modelowania numerycznego.

Ostatnia część rozdziału poświęcona jest pracom eksperymentalnym prowadzonym nad systemami adaptacyjnego podwozia lotniczego. Przedstawiono w niej układ identyfikacji obciążenia oraz układy sterowania w czasie rzeczywistym, których zastosowanie pozwoliły na przeprowadzenie testów i wyznaczenie funkcji sterowania dla podwozia lotniczego wykorzystującego cieczy magnetoreologiczne oraz aktywatory piezoelektryczne.

Adaptacyjna absorpcja energii w układach kratownicowych

3.1. Modelowanie numeryczne

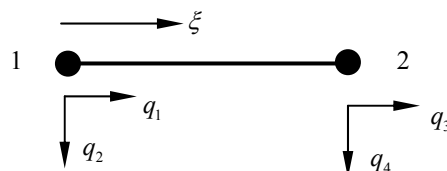
W poprzedniej części pracy przedstawiona została koncepcja adaptacyjnej konstrukcji dyssypatywnej, zdolnej do dostosowania swoich parametrów mechanicznych do rodzaju obciążenia dynamicznego.

Zastosowanie bezpieczników konstrukcyjnych opartych na materiałach funkcjonalnych, pozwala na znaczne ograniczenie niekorzystnych oddziaływań występujących w trakcie udaru poprzez np. minimalizację przyspieszeń.

W celu wyznaczenia odpowiednich poziomów granic plastyczności w elementach aktywnych konstrukcji (w przypadku sterowania semi-aktywnego) lub przebiegu ich zmian w czasie (dla sterowania aktywnego), niezbędne jest przeprowadzenie wstępnych symulacji numerycznych.

W trakcie prowadzonych badań dla potrzeb analizy dwu i trójwymiarowych konstrukcji kratownicowych, wyposażonych w elementy aktywne, stosowanych w telekomunikacji, radiolokacji, teletransmisji itp., opracowane zostało autorskie oprogramowanie NDK pozwalające na wykonanie obliczeń nieliniowej, dynamicznej odpowiedzi układu na obciążenie udarowe. Jako sposób analizy przyjęto metodę elementów skończonych w sformułowaniu niejawnym.

Podstawowy schemat funkcjonalny opracowanego oprogramowania dla elementów kratownicowych (rys.3.1) przedstawiony jest poniżej.



Rys. 3.1. Schemat elementu kratownicowego

Pole przemieszczenia u elementu kratownicowego, o węzłach oznaczonych jako 1 i 2 na rys. 3.1 jest aproksymowane w funkcji bezwymiarowej współrzędnej ξ poprzez macierz funkcji kształtu N, działającej na wektor węzłowych stopni swobody q:

$$u(\xi) = N(\xi)q, \quad (3.1)$$

gdzie:

$$u(\xi) = \begin{bmatrix} u_1(\xi) \\ u_2(\xi) \end{bmatrix}, \quad (3.2)$$

$$N(\xi) = \begin{bmatrix} N_{11} & 0 & N_{13} & 0 \\ 0 & N_{22} & 0 & N_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-\xi & 0 & \xi & 0 \\ 0 & 1-\xi & 0 & \xi \end{bmatrix}, \quad (3.3)$$

$$q = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix}. \quad (3.4)$$

Pole odkształceń E otrzymujemy poprzez działanie macierzy operatorów różniczkowych D na wektor pola przemieszczeń u lub działanie macierzy odkształceń B na wektor węzłowych stopni swobody q uzyskując:

$$E(\xi) = Du(\xi) = B(\xi)q = DN(\xi)q. \quad (3.5)$$

W przypadku elementu kratownicowego występuje tylko jedna składowa tensora odkształcenia:

$$E = [E_{11}], \quad (3.6)$$

$$E_{11} = u_{1,1} + \frac{1}{2} \left[(u_{1,1})^2 + (u_{2,1})^2 \right], \quad (3.7)$$

$$D = \left[\frac{d}{dx} + \frac{1}{2} \left(\frac{d}{dx} \right)^2 \quad \frac{1}{2} \left(\frac{d}{dx} \right)^2 \right]. \quad (3.8)$$

Przechodząc na zmienną bezwymiarową

$$\xi = \frac{x}{L} \rightarrow \frac{d}{d\xi} = \frac{1}{L} \frac{d}{dx} \quad (3.9)$$

otrzymujemy:

$$D = \left[L \frac{d}{d\xi} + \frac{L^2}{2} \left(\frac{d}{d\xi} \right)^2 \quad \frac{L^2}{2} \left(\frac{d}{d\xi} \right)^2 \right], \quad (3.10)$$

$$DN = \left[L \frac{dN_{11}(\xi)}{d\xi} + \frac{L^2}{2} \left(\frac{dN_{11}(\xi)}{d\xi} \right)^2; \quad \frac{L^2}{2} \left(\frac{dN_{22}(\xi)}{d\xi} \right)^2; \quad L \frac{dN_{13}(\xi)}{d\xi} + \frac{L^2}{2} \left(\frac{dN_{13}(\xi)}{d\xi} \right)^2; \quad \frac{L^2}{2} \left(\frac{dN_{33}(\xi)}{d\xi} \right)^2 \right]$$

Ponieważ

$$\frac{dN_{11}(\xi)}{d\xi} = -1, \quad \frac{dN_{13}(\xi)}{d\xi} = 1, \quad \frac{dN_{22}(\xi)}{d\xi} = -1, \quad \frac{dN_{33}(\xi)}{d\xi} = 1 \quad (3.11)$$

uzyskujemy końcową postać macierzy odkształceń, która stanowi podstawę do budowy macierzy sztywności elementu K:

$$B(\xi) = DN(\xi) = \left[-L + \frac{L^2}{2}; \quad \frac{L^2}{2}; \quad L + \frac{L^2}{2}; \quad \frac{L^2}{2} \right] \quad (3.12)$$

Rozwiązanie przyjętego zagadnienia brzegowo-początkowego, wiąże się z wyznaczeniem w każdej chwili czasowej wartości przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń (odpowiednio q, \dot{q}, \ddot{q} ,) dla stopni swobody konstrukcji, które spełniają następujące równanie macierzowe [41]:

$$M\ddot{q}^{t+\Delta t} + C\dot{q}^{t+\Delta t} + \hat{K}\Delta q = R^{t+\Delta t} - F^t \quad (3.13)$$

w którym,

M - macierz mas ,

C - macierz tłumienia,

$\hat{K} = \hat{K}(q)$ - nieliniowa macierz sztywności,

$R^{t+\Delta t}$ - wektor obciążenia zewnętrznego w chwili $t + \Delta t$,

F^t - wektor sił wewnętrznych w chwili t .

Ponieważ równania ruchu układu są równaniami drugiego rzędu, jako numeryczna metoda ich całkowania w czasie został przyjęty przedstawiony poniżej schemat Newmarka.

N.1. Obliczenia wstępne:

- a) przyjęcie warunków początkowych dla wektora przemieszczeń i prędkości q_0, \dot{q}_0 ,
- b) wyznaczenie wektora przyspieszeń \ddot{q}_0 w chwili zerowej dla przyjętych wektorów q_0, \dot{q}_0 przy wykorzystaniu zależności:

$$M\ddot{q}_0 = R^0 - F^0 - C\dot{q}_0 - \hat{K}q_0 \quad (3.14)$$

- c) wyznaczenie współczynników a_i metody Newmarka:

$$a_0 = \frac{1}{(\alpha\Delta t)^2}, \quad a_1 = \frac{\delta}{\alpha\Delta t}, \quad a_2 = \frac{1}{\alpha\Delta t}, \quad a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1, \quad a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1,$$

$$a_5 = \frac{\Delta t \left(\frac{\delta}{\alpha} - 2 \right)}{2}, \quad a_6 = \Delta t(1 - \delta), \quad a_7 = \delta\Delta t, \quad (3.15)$$

gdzie: Δt - przyjęty krok czasowy,

α, δ - parametry metody Newmarka (dla bezwarunkowej stabilności przyjęto odpowiednio 0.25 i 0.5)

N.2. Dla każdego kroku czasowego przeprowadzane są następujące operacje:

- a) budowa efektywnej macierzy sztywności

$$\tilde{K} = K + a_0 M + a_1 C, \quad (3.16)$$

- b) triangularyzacja efektywnej macierzy sztywności

$$\tilde{K} = LDL^T, \quad (3.17)$$

c) obliczenie efektywnego wektora obciążenia w chwili $t + \Delta t$

$$\begin{aligned}\tilde{R}^{t+\Delta t} &= R^{t+\Delta t} + M \left[a_2 \dot{q}^t + a_3 \ddot{q}^t \right] + C \left[a_4 \dot{q}^t + a_5 \ddot{q}^t \right] - F^t, \\ F^t &= R^t - M \ddot{q}^t - C \dot{q}^t,\end{aligned}\tag{3.18}$$

d) obliczenie przyrostu przemieszczenia Δq z równania:

$$LDL^t \Delta q = \tilde{R}^{t+\Delta t},\tag{3.19}$$

e) obliczenie całkowitych wartości wektorów:

$$\begin{aligned}q^{t+\Delta t} &= q^t + \Delta q \\ \dot{q}^{t+\Delta t} &= \dot{q}^t + a_6 \ddot{q}^t + a_7 \ddot{q}^{t+\Delta t} \\ \ddot{q}^{t+\Delta t} &= a_0 \Delta q - a_2 \dot{q}^t - a_3 \ddot{q}^t\end{aligned}\tag{3.20}$$

Rozwiązanie otrzymane na początku kroku $t + \Delta t$ jest rozwiązaniem przybliżonym.

N.3. W celu zwiększenia dokładności przeprowadzany jest cykl dodatkowych iteracji przy wykorzystaniu klasycznej, pełnej metody Newtona-Raphsona:

a) budowa macierzy sztywności ${}^{(1)}K_{nl}^{t+\Delta t}$ (z uwzględnieniem efektów nieliniowości geometrycznej) dla przemieszczeń $\Delta q^{(1)} = \Delta q$, $q^{(1)} = q$

b) obliczenie niezrównoważonego obciążenia dla $\Delta q^{(1)}$ i $K_{nl}^{(1)t+\Delta t}$:

$$\delta R^{(1)} = R^{t+\Delta t} - F^t - M \ddot{q}^{t+\Delta t} - C \dot{q}^{t+\Delta t} - K_{nl}^{(1)t+\Delta t} \Delta q^{(1)}\tag{3.21}$$

c) wyznaczenie przyrostu przemieszczenia $\delta \Delta q^{(1)}$ związanego z $\delta R^{(1)}$:

$$\widehat{K}^t \delta \Delta q = \delta R^{(1)} - F^t - M \ddot{q}^{(1)t+\Delta t} - C^{(1)} \dot{q}^{t+\Delta t}\tag{3.22}$$

d) aktualizacja wektorów przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia:

$$\Delta q^{(2)} = \Delta q^{(1)} + \delta \Delta q^{(1)}$$

$$\begin{aligned} & {}^{(2)}\dot{q}^{t+\Delta t} \\ & {}^{(2)}\ddot{q}^{t+\Delta t} \end{aligned} \quad (3.23)$$

e) budowa nieliniowej macierzy sztywności $K_{nl}^{(2)t+\Delta t}$ odpowiadającej stanowi przemieszczenia $\Delta q^{(2)}$

f) obliczenie wielkość niezrównoważonego obciążenia dla $\Delta q^{(2)}$ i $K_{nl}^{(2)t+\Delta t}$:

$$\delta R^{(2)} = R^{t+\Delta t} - F^t - M\ddot{q}^{(2)t+\Delta t} - C\dot{q}^{(2)t+\Delta t} - K^{(2)t+\Delta t}\Delta q^{(2)} \quad (3.24)$$

g) wyznaczenie przyrostu przemieszczenia $\delta\Delta q^{(2)}$

$$K^t \delta\Delta q^{(2)} = \delta R^{(2)} + R^{t+\Delta t} - F^t - M\ddot{q}^{(2)t+\Delta t} - C\dot{q}^{(2)t+\Delta t} \quad (3.25)$$

h) kontynuacja iteracji od (2) aż do osiągnięcia założonej zbieżności

$$\frac{\|\delta R^i\|}{\|r_t + \Delta r^{(i)}\|} < \text{zalożona dokładność} \quad \|\cdot\| = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (3.26)$$

W wyniku zakończonego procesu obliczeniowego otrzymujemy dla każdej chwili czasowej wartości przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń dla każdego stopnia swobody w węzłach konstrukcji.

Stan naprężenia w elemencie wyznaczany na podstawie modelu materiału sprężysto-plastycznego ze wzmocnieniem izotropowym [42]:

ε_i^{pl} - wartość odkształcenia plastycznego z poprzedniej iteracji

γ_i - współczynnik wzmocnienia

α_i - współczynnik historii obciążenia (dla wzmocnienia izotropowego) $\alpha_i = \sum_{\tau=0}^t |\Delta \varepsilon_i^{pl}|$

σ_i^* - granica plastyczności elementu

E_i - moduł Young'a

a) wyznaczenie próbnego stanu naprężenia w elemencie

$$\sigma_i^{tr} = E_i (\varepsilon_i - \varepsilon_i^{pl}) \quad (3.27)$$

b) warunek plastyczności dla wzmocnienia izotropowego

$$f = |\sigma_i^{tr}| - (\sigma_i^* + \alpha_i \gamma_i) \quad \text{gdzie } \sigma_i^* + \alpha_i \gamma_i \text{ jest aktualną granicą plastyczności}$$

c) jeżeli element jest uplastyczniony ($f \geq 0$):

$$k = \frac{f}{E_i + \gamma_i} \quad (3.28)$$

$$\sigma_i = \sigma_i^{tr} - k E_i \frac{\sigma_i^{tr}}{|\sigma_i^{tr}|} \quad (3.29)$$

$$\varepsilon_i = \varepsilon_i^{pl} + \Delta \varepsilon_i^{pl} = \varepsilon_i^{pl} + k \frac{\sigma_i^{tr}}{|\sigma_i^{tr}|} \quad (3.30)$$

$$\alpha_i = \alpha_i + k = \alpha_i + |\Delta \varepsilon_i^{pl}| \quad (3.31)$$

d) jeżeli element pozostaje sprężysty ($f < 0$):

$$\sigma_i = E_i (\varepsilon_i - \varepsilon_i^{pl}) \quad (3.32)$$

3.2. Sterowanie dyssypacją energii w konstrukcjach kratownicowych

Kolejnym zagadnieniem, które zostało opracowane jest problem sterowania dyssypacją energii obciążeń udarowych działających na konstrukcje adaptacyjne.

Dla przyjętej konstrukcji A i określonego na wstępie zbioru należących do niej elementów aktywnych $E_i \in A$, wyznaczany jest optymalny rozkład ich granic plastyczności σ_i^p , który minimalizuje funkcję celu f zdefiniowaną poprzez przyjęty wskaźnik odpowiedzi I :

$$\min f(\sigma_i): f \rightarrow I \quad (3.33)$$

Przyjęto następujące, trzy różne miary określające optymalność odpowiedzi układu:

$$I_1 = \frac{1}{TN} \sum_{t=1}^T \sum_{i=1}^N |\ddot{q}_i(t)| \quad (3.34)$$

$$I_2 = \frac{1}{TN^{ctr}} \sum_{t=1}^T \sum_{i=1}^{N^{ctr}} |\ddot{q}_i^{ctr}(t)| \quad (3.35)$$

$$I_3 = \max_{t,i} \{|\ddot{q}_i^{ctr}(t)|\} \quad (3.36)$$

gdzie:

T – liczba chwil czasowych, N – liczba stopni swobody układu, N^{ctr} – liczba kontrolnych stopni swobody, dla których minimalizujemy poziom przyspieszeń, $\ddot{q}_i^{ctr}(t)$ – przyspieszenie węzła kontrolnego i w chwili czasowej t .

Wskaźnik I_1 jest miarą wartości przyspieszenia uśrednioną w całej konstrukcji, podczas gdy wskaźnik I_2 zawiera informację o uśrednionym poziomie przyspieszeń w wybranych stopniach swobody, śledzonych w procesie wyznaczania optymalnego sterowania. Wskaźnik I_3 określa maksymalną wartość przyspieszenia, która wystąpiła w zbiorze węzłów kontrolnych.

Dla prawidłowego sformułowania problemu nałożone zostały odpowiednie ograniczenia na argumenty funkcji celu oraz wartości przemieszczeń występujące w analizowanej konstrukcji:

$$\sigma_i \in \langle \sigma_{\min}, \sigma_{\max} \rangle \quad (3.37)$$

$$\max \{q_i(t) \in A\} \leq q_i^{\max} \quad (3.38)$$

gdzie:

σ_i - granica plastyczności w aktywnym elemencie konstrukcji A , $\sigma_{\min}, \sigma_{\max}$ - minimalna i maksymalna granica plastyczności elementu aktywnego, q_i - przemieszczenie i -tego stopnia swobody, a q_i^{\max} - jego maksymalne, dopuszczone przemieszczenie.

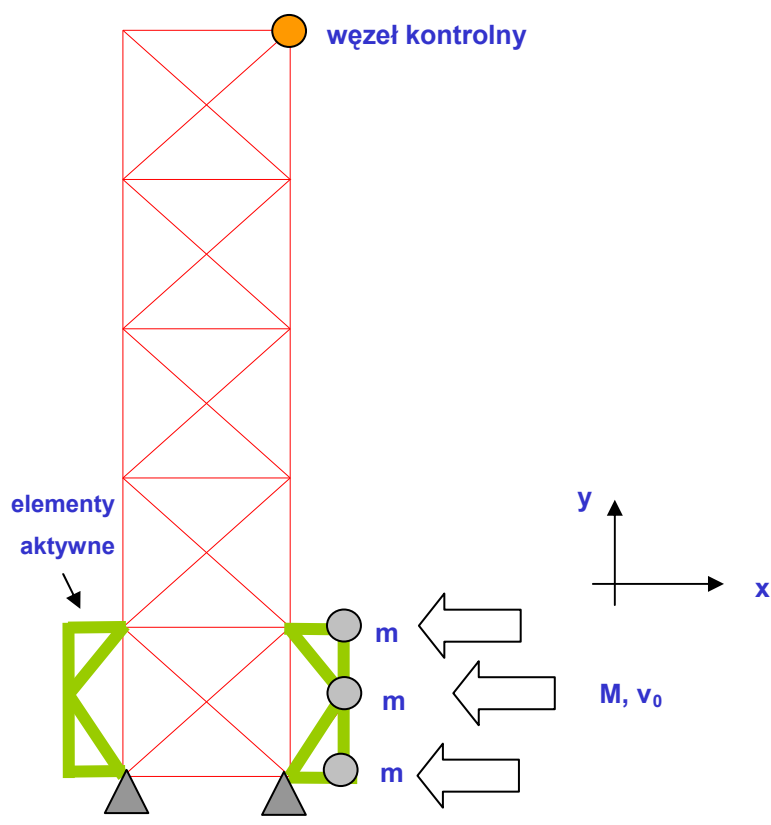
Założone przedziały zmienności granic plastyczności w elementach aktywnych wynikają, niezależnie od przyjętego rozwiązania technicznego, z istnienia ograniczeń związanych z budową bezpieczników konstrukcyjnych. Ograniczenie maksymalnych przemieszczeń pozwala na odrzucenie rozwiązań, które pomimo zapewnienia wysokiej dyssypacji energii i niskiego poziomu niekorzystnych przyspieszeń, wiążą się z powstaniem deformacji zagrażających stateczności konstrukcji lub prowadzą do degeneracji konfiguracji końcowej, będącej często powodem jej zniszczenia.

3.3. Konstrukcja kratownicowa z zewnętrznym, adaptacyjnym absorberem energii uderu.

W celu określenia możliwości zastosowania oprogramowania do analizy konstrukcji kratownicowych przeprowadzono przykładowe obliczenia dla dwóch przypadków konstrukcji różniących się zasadniczo konfiguracją stref adaptacyjnej dyssypacji energii obciążeń uderowych.

Pierwsza konstrukcja posiada dodatkową, zewnętrzną strefę absorpcji energii zlokalizowaną w jej części przypodporowej, natomiast w drugim przypadku, strefa została zintegrowana w strukturze nośnej układu.

Dla pierwszego przypadku przeprowadzono obliczenia na przykładzie konstrukcji kratownicowego masztu, która została wyposażona w adaptacyjny absorber energii, umieszczony w jej pierwszej sekcji, znajdującej się na poziomie posadowienia (rys.3.2).



Rys. 3.2 Widok ogólny konstrukcji adaptacyjnej wyposażonej w adaptacyjny absorber energii

W obliczeniach dla modelu dwuwymiarowego, zastosowano prostokątny układ współrzędnych, w którym oś X jest osią poziomą natomiast oś Y jest osią w kierunku pionowym.

Jako obciążenie udarowe zostało przyjęte punktowe uderzenie sztywnego obiektu o masie M i prędkości początkowej v_0 , modelowane poprzez wprowadzenie skupionych mas węzłowych m .

W całej konstrukcji założono jednakowe pole przekroju elementów oraz moduł sprężystości. Granica plastyczności elementów pasywnych jest stała dla całej konstrukcji, natomiast bezpieczniki konstrukcyjne w elementach dodatkowej strefy aktywnej mają możliwość dopasowania swojej granicy plastyczności do energii kinetycznej obciążenia udarowego. Na elementy strefy adaptacyjnej nałożone zostało dodatkowe ograniczenie na maksymalną wartość odkształcenia, które nie może być większe od 50%.

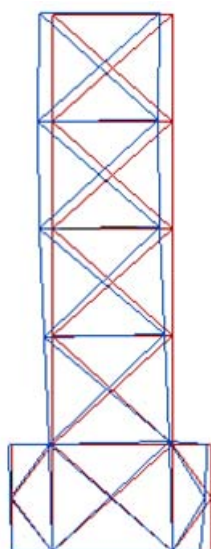
Jako funkcję celu przyjęto minimalizację przyspieszeń w kierunku X dla węzła położonego w najwyższej sekcji konstrukcji i oznaczonego na rys. 3.2 jako węzeł kontrolny.

Analiza numeryczna została przeprowadzona dla różnych poziomów granicy plastyczności elementów strefy adaptacyjnej umieszczonej w przypodporowej strefie konstrukcji, przy czym granica ta dla wszystkich elementów tej strefy jest jednakowa. Przy braku adaptacji w strefie aktywnej, przyjmowana jest granica plastyczności taka jak w pozostałych elementach całości układu.

Do obliczeń założono stalową konstrukcję masztu o wysokości 30m i wymiarze podstawowego modułu kratownicy wynoszącego 6m x 6m. Obciążenie masą 3000kg o prędkości początkowej $v_0=8\text{m/s}$ zostało rozłożone w trzech węzłach strefy aktywnej. Granica plastyczności elementów pasywnych została określona na stałym poziomie 600MPa.

Przyjęto w pełni nieliniowy kratownicowy model konstrukcji, uwzględniający zarówno nieliniowości fizyczne jak również geometryczne.

W pierwszej części obliczeń przyjęto pasywne zachowanie układu. Na rys. 3.3 zaprezentowano postać deformacji konstrukcji w wybranej chwili czasowej dla tego przypadku. Odpowiedź dynamiczna układu ma wówczas charakter sprężystych drgań o wysokiej amplitudzie.



Rys. 3.3. Widok przemieszczeń konstrukcji w wybranej chwili czasowej dla odpowiedzi pasywnej

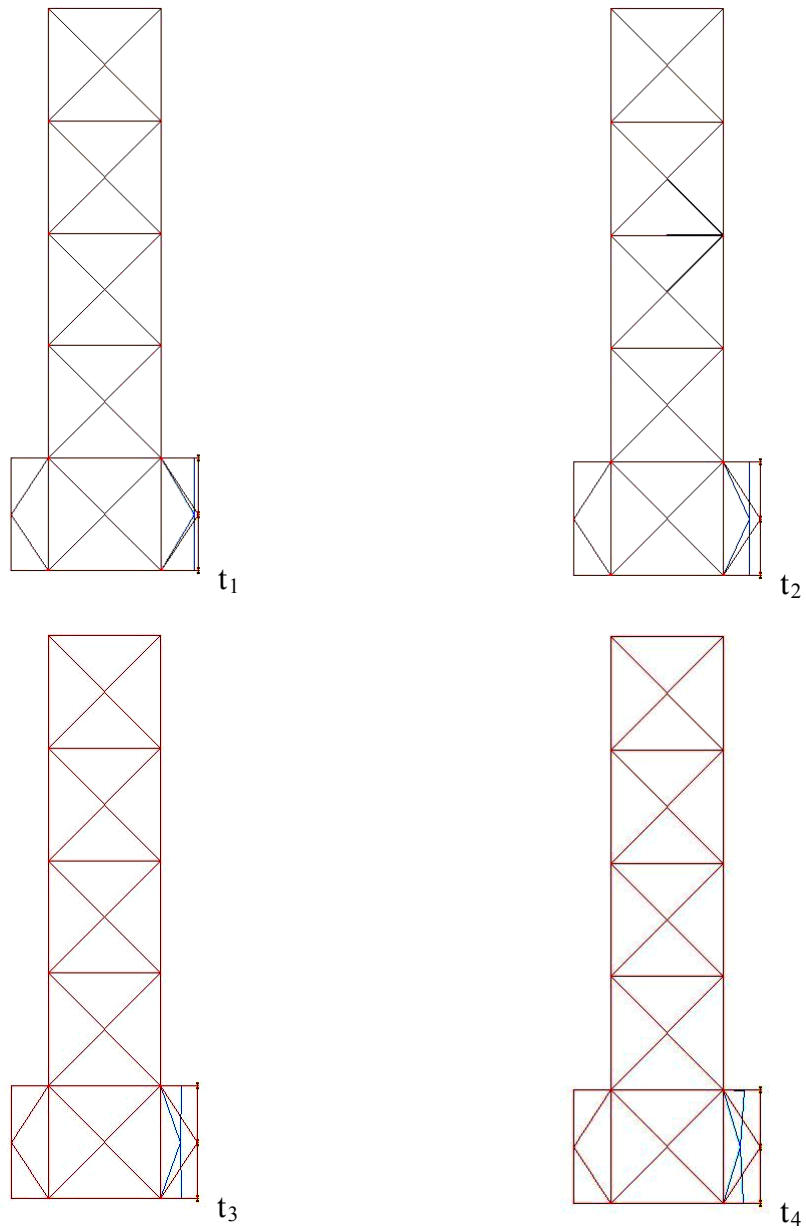
W kolejnym kroku analizy wprowadzone zostały optymalne wartości granicy plastyczności w elementach strefy adaptacyjnej, co prowadzi do zasadniczej zmiany zachowania układu. Postacie konfiguracji odkształconej układu w następujących po sobie chwilach czasowych od t_1 do t_4 przedstawione zostały na rys.3.4.

W tym przypadku deformacja zostaje zlokalizowana w dodatkowej strefie dyssypacji energii, w postaci odkształceń plastycznych bezpieczników konstrukcyjnych.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń dla trzech różnych odpowiedzi układu, otrzymano wskaźniki funkcji celu I_2 oraz I_3 , przedstawiające średnie oraz maksymalne przyspieszenie w węźle kontrolnym. Wartości tych wskaźników wraz z odpowiednimi granicami plastyczności σ w bezpiecznikach konstrukcyjnych strefy aktywnej dla powyższych trzech przypadków zostały zestawione w tab.3.1.

Tab. 3.1. Porównanie wyników adaptacji do uderzenia konstrukcji wyposażonej w dodatkową strefę dyssypacji energii

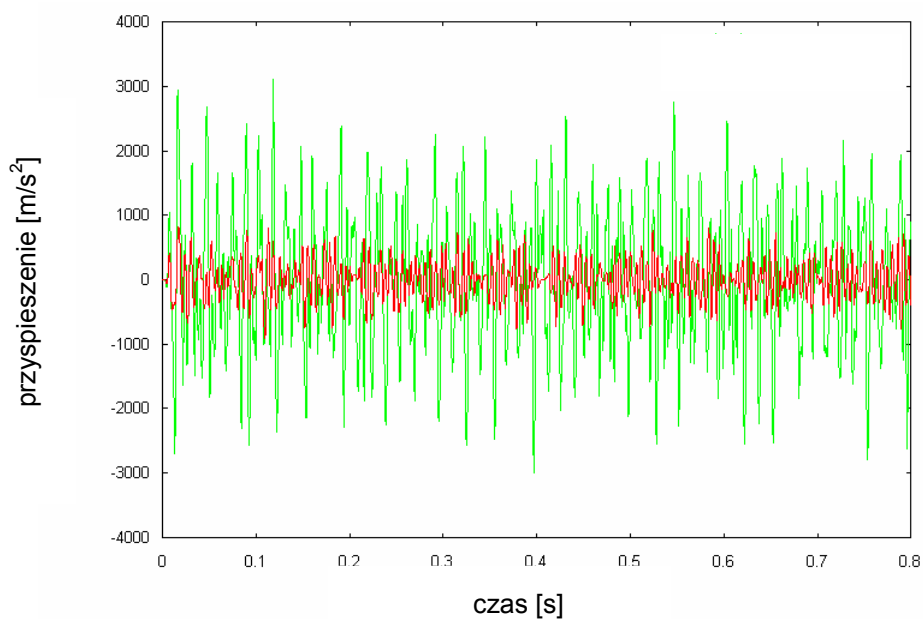
Wskaźnik	Układ pasywny $\sigma = 600\text{MPa}$	Adaptacja nieoptymalna $\sigma = 100\text{MPa}$	Adaptacja optymalna $\sigma = 36\text{MPa}$
I_2 [m/s^2]	2640	180	40
I_3 [m/s^2]	3150	808	487



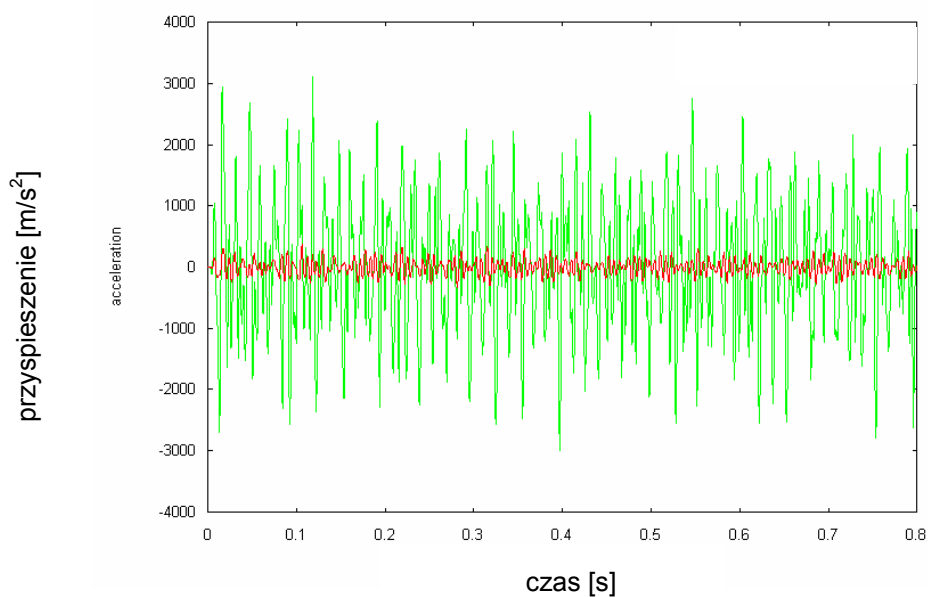
Rys.3.4. Widok przemieszczeń konstrukcji (linia niebieska) w wybranych chwilach czasowych wraz z konfiguracją początkową (linia czerwona), uzyskanych w optymalnym procesie dyssypacji energii

Przebiegi czasowe przyspieszenia węzła kontrolnego w poziomym kierunku X, przedstawiono na rys. 3.5 oraz rys. 3.6.

Na rys. 3.5 podano odpowiedź układu pasywnego oraz układu o nieoptymalnej adaptacji do obciążenia udarowego, natomiast na rys. 3.6 przedstawiono odpowiedź układu pasywnego oraz układu z optymalną absorpcją energii.



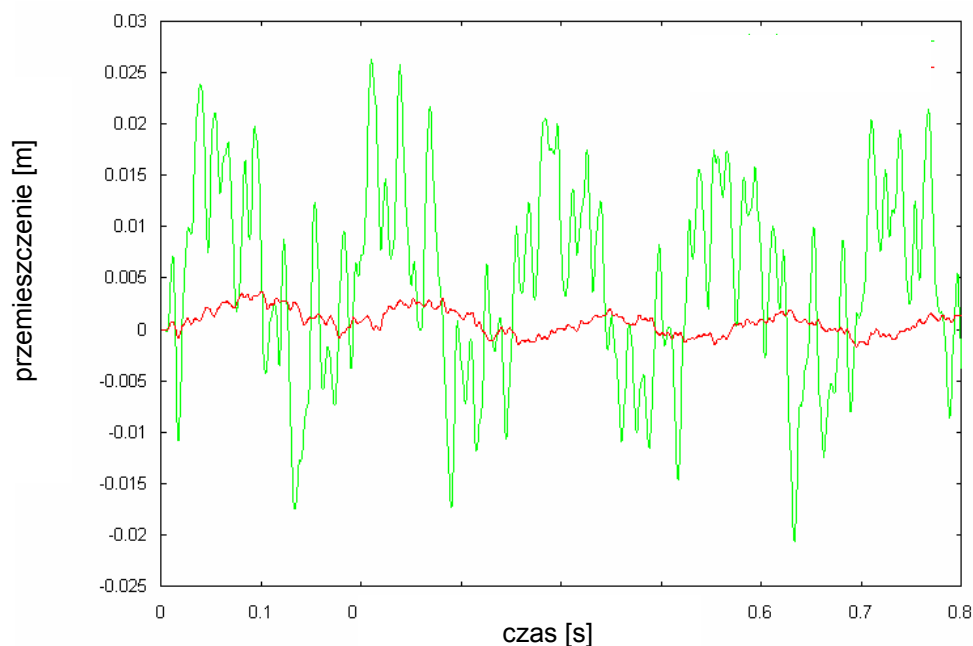
Rys. 3.5. Przebieg przyspieszeń węzła kontrolnego w funkcji czasu dla odpowiedzi pasywnej (linia zielona) i nieoptymalnej adaptacji (linia czerwona)



Rys. 3.6. Przebieg przyspieszeń poziomych węzła kontrolnego w funkcji czasu dla odpowiedzi pasywnej (linia zielona) i adaptacji optymalnej (linia czerwona)

W analizowanym przypadku rozpatrujemy węzeł kontrolny, w którym ważne jest również ograniczenie wartości przemieszczeń np. w wieżach teletransmisyjnych, radiolokacyjnych.

Na rys. 3.7 przedstawiony został przebieg czasowy zmiany przemieszczenia kontrolnego węzła konstrukcji w poziomym kierunku X.

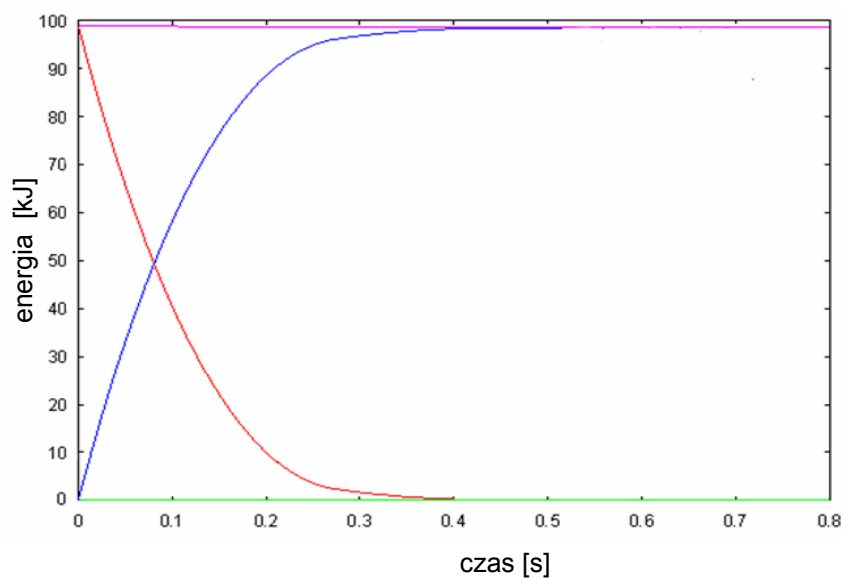


Rys. 3.7. Przebieg przemieszczeń poziomych węzła kontrolnego w funkcji czasu dla odpowiedzi pasywnej (linia zielona) i optymalnej adaptacji (linia czerwona)

Wyniki obliczeń porównują rozwiązanie optymalne, z punktu widzenia założonej funkcji celu, z odpowiedzią konstrukcji bez przeprowadzonej adaptacji dodatkowej strefy dyssypatywnej oraz odpowiedzią dla adaptacji nieoptymalnej.

Zasadnicza zmiana sposobu deformacji konstrukcji spowodowana wprowadzeniem strefy adaptacyjnej pozwala, jak wynika z przedstawionych powyżej danych numerycznych, na ograniczenie zarówno przyspieszeń jak również przemieszczeń kontrolnych węzłów modelowanej struktury.

W procesie analizy układu wyznaczono również przebiegi zmian w czasie energii kinetycznej i energii odkształcenia plastycznego, które przedstawiono na rys. 3.8.



Rys. 3.8. Przebieg zmian w funkcji czasu energii kinetycznej (linia czerwona) i energii odkształcenia plastycznego (linia niebieska) dla rozwiązania optymalnego.

Jak wynika z powyższego przebiegu, dla założonego przykładu obliczeniowego, cała początkowa energia kinetyczna udaru, po czasie około 0.3s została przekształcona w energię odkształcenia plastycznego zaabsorbowaną w aktywnej strefie konstrukcji, zlokalizowanej w strefie przypodporowej.

Analiza wskaźników przedstawionych tab. 3.1, dla tego typu konstrukcji wyposażonej w strefę adaptacyjnej dyssypacji energii, wykazuje, że możliwe jest ponad 50-krotne zmniejszenie średniego przyspieszenia w węźle kontrolnym.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych potwierdziły, że przeprowadzenie dostosowania konstrukcji do obciążenia udarowego zgodnie z przyjętymi założeniami usytuowania adaptacyjnej strefy dyssypacji energii, przynosi znaczące ograniczenie przemieszczeń i przyspieszeń w monitorowanych, najwyżej położonych punktach konstrukcji.

3.4. Konstrukcja kratownicowa ze zintegrowanym, adaptacyjnym absorberem energii

Drugi przykład konstrukcji przyjętej do obliczeń numerycznych, z zastosowaniem podanego w pierwszej części bieżącego rozdziału autorskiego oprogramowania, dotyczy kratownicy, w której strefy adaptacyjnej dyssypacji energii stanowią elementy składowe jej podstawowej struktury nośnej.

Układ lokalizacji stref, wyposażonych w elementy aktywne oraz przyjęcie obciążonych dynamicznie węzłów wynika z założenia, że analizowana konstrukcja może być konstrukcją morską, zlokalizowaną w obszarze szelfu, posadowioną na dnie i narażoną na obciążenie udarowe na powierzchni wody (uderzenie dokujących jednostek serwisowych, obciążenie lodem itp.).

Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla wyższej niż w pierwszym przykładzie, podatnej konstrukcji kratownicowej (rys. 3.9) poddanej dynamicznemu obciążeniu udarem skupionych mas m z prędkością początkową v_0 , przyłożonych w dwóch wybranych węzłach strefy adaptacyjnej.

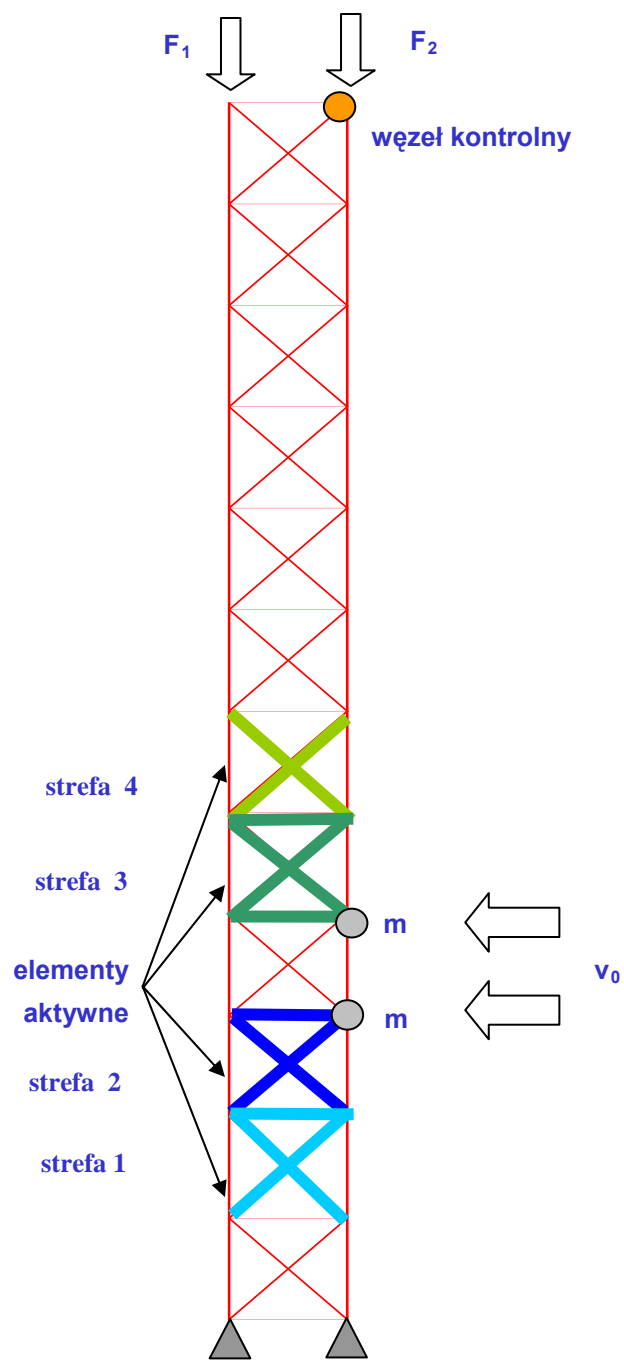
W analizie przyjęto obciążenie ciężarem własnym struktury nośnej, oraz pionowymi siłami F_1 i F_2 , przyłożonymi do jej górnych węzłów, które symulują oddziaływanie urządzeń mechanicznych lub dodatkowych elementów konstrukcji umieszczonych w jej górnej części (np. głowica siłowni wiatrowej).

Do obliczeń numerycznych przyjęto wartości $m = 750\text{kg}$, $v_0 = 8\text{m/s}$ oraz $F_1 = F_2 = 10\text{kN}$. Podstawowy moduł kratownicy ma wymiary $4\text{m} \times 4\text{m}$, a całkowita wysokość modelowanego masztu wynosi 48m .

Jako układ odniesienia przyjęty został dwuwymiarowy, prostokątny układ współrzędnych XY . Węzeł kontrolny, analogicznie do poprzedniego przykładu przyjęto w najwyższym punkcie konstrukcji od strony działania obciążenia.

Do strefy aktywnej należą cztery moduły umieszczone w dolnej części konstrukcji masztu. Granice plastyczności w bezpiecznikach konstrukcyjnych tej strefy przyjmują wartości z przedziału $\langle 0.1\text{MPa}, 600\text{MPa} \rangle$. Wszystkie pozostałe elementy struktury nośnej mają granicę plastyczności równą 600MPa .

W celu zapewnienia stateczności rozwiązania przyjęto ograniczenie na maksymalne przemieszczenie obciążonych dynamicznie węzłów $q_{\text{max}} < 0.8\text{m}$.

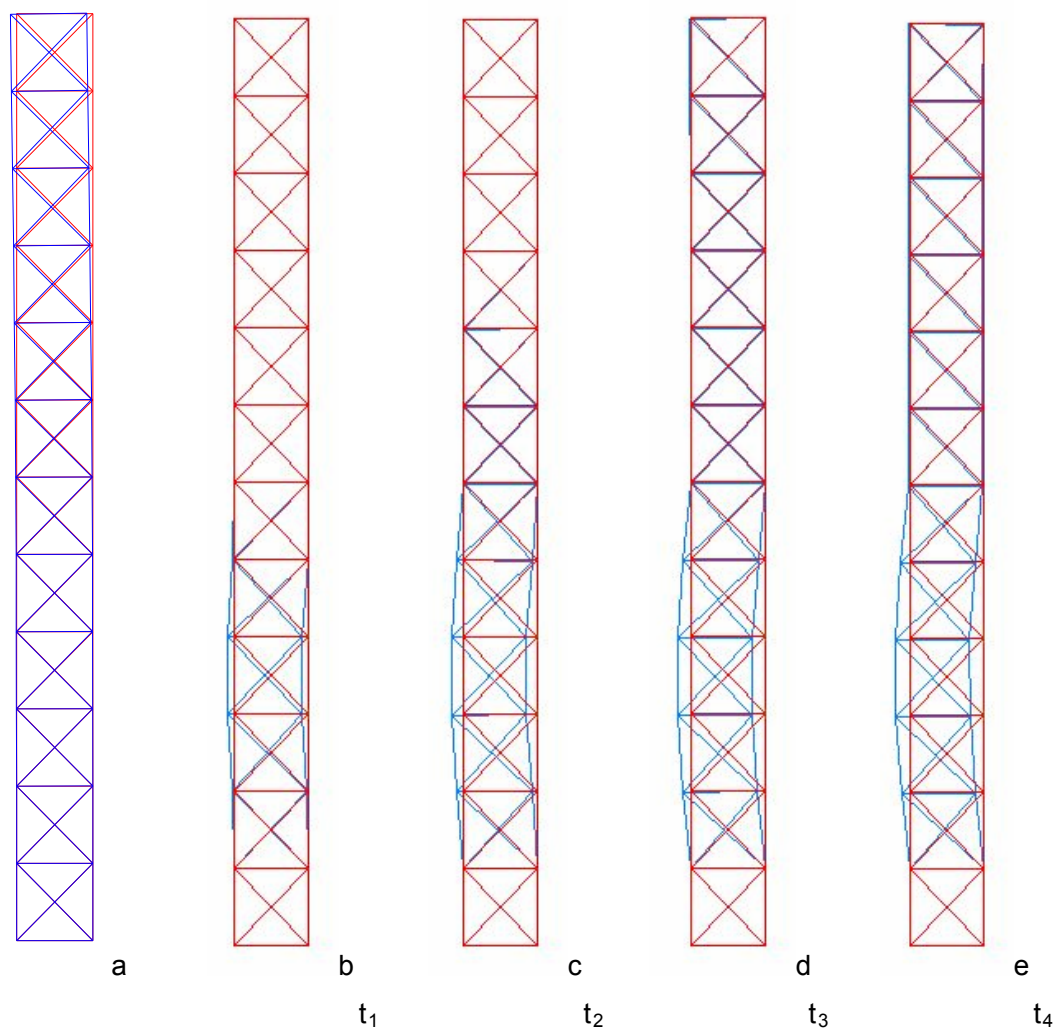


Rys. 3.9. Widok ogólny konstrukcji adaptacyjnej posiadającej zintegrowane strefy adaptacyjnej dyssypacji energii

W pierwszym etapie analizy konstrukcji przeprowadzono obliczenia numeryczne dla jej odpowiedzi pasywnej. Postać konfiguracji odkształconej struktury w wybranej chwili

czasowej podano na rys. 3.10a. W odpowiedzi dominują sprężyste drgania układu, z wysoką amplitudą przemieszczeń i przyspieszeń w kierunku X w węźle kontrolnym.

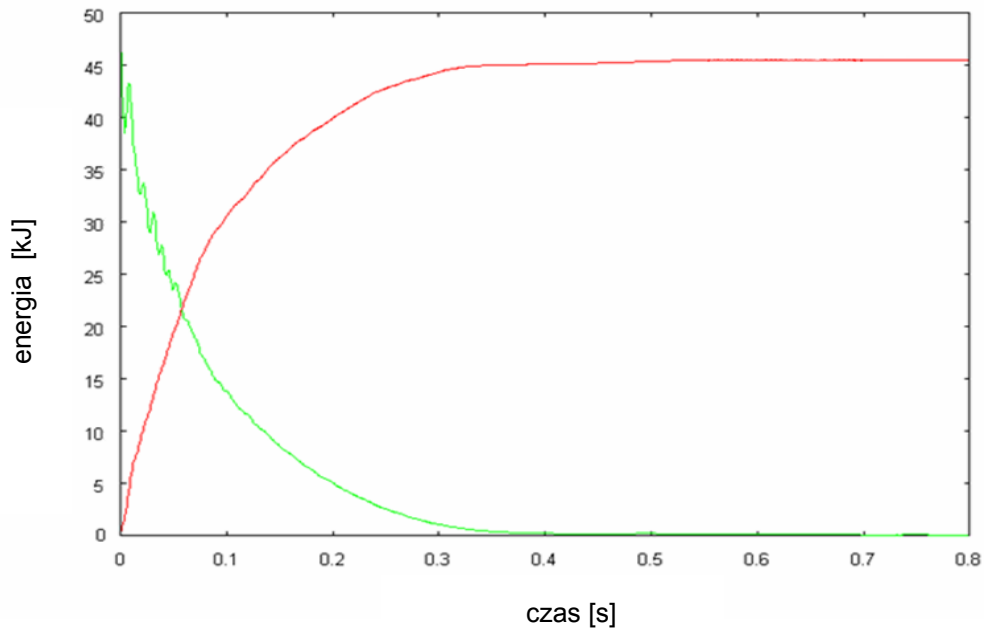
Po heurystycznym wyznaczeniu optymalnego rozkładu granic plastyczności w adaptacyjnych strefach konstrukcji, przeprowadzona została analiza procesu jej deformacji dla rozwiązania adaptacyjnego. Kolejne postacie odkształconego układu przedstawiono na rys. 3.10b-e.



Rys.3.10. Widok konfiguracji odkształconej (linia niebieska) w wybranych chwilach czasowych wraz z konfiguracją początkową (linia czerwona): a - odpowiedź pasywna, b-e odpowiedź dla optymalnej adaptacji w chwilach od t_1 do t_4

Przyjęcie do obliczeń odpowiedniej topologii stref adaptacyjnych pozwoliło na zlokalizowanie w nich pełnej deformacji konstrukcji i związanej z nią dyssypacji energii kinetycznej obciążenia uderowego.

Przebieg zmienności w czasie energii kinetycznej i energii plastycznego odkształcenia konstrukcji przedstawiono na rys. 3.11.



Rys. 3.11. Przebieg zmian w funkcji czasu energii kinetycznej (linia zielona) i energii odkształcenia plastycznego (linia czerwona) dla rozwiązania optymalnego

Podobnie jak w konstrukcji pierwszej, po około 0.4s początkowa energia kinetyczna obciążenia udarowego została zdyssypowana w elementach aktywnych konstrukcji adaptacyjnej.

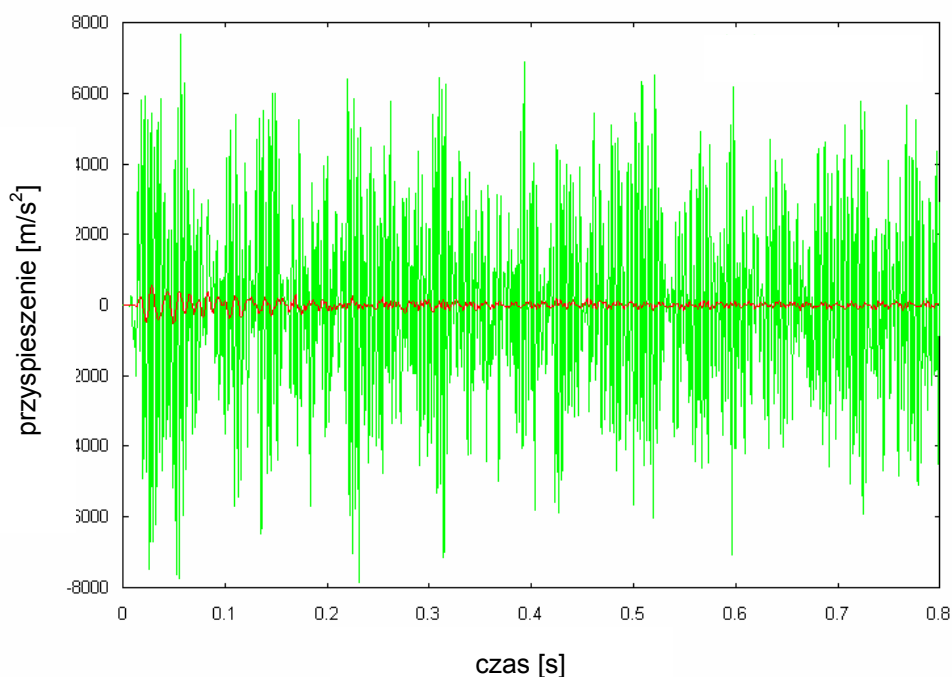
Obliczone wartości numeryczne wskaźników I_2 oraz I_3 odpowiednio definiujących średnie i maksymalne przyspieszenia węzła kontrolnego, podane zostały wraz z rozkładem granic plastyczności σ w kolejnych strefach aktywnych w tab.3.2.

Dla analizowanego układu konstrukcji i sposobu działania obciążeń udarowych możliwe jest ponad 20-krotne obniżenie średnich przyspieszeń dla węzła kontrolnego, oraz około 10-krotne obniżenie przyspieszenia maksymalnego tego węzła.

Czasowe przebiegi przyspieszenia węzła kontrolnego podano dla odpowiedzi pasywnej i adaptacyjnej na rys. 3.12.

Tab. 3.2. Porównanie wyników adaptacji do uderzenia konstrukcji ze zintegrowaną strefą dyssypacji energii.

Wskaźnik	Układ pasywny $\sigma_1=600\text{MPa}$ $\sigma_2=600\text{MPa}$ $\sigma_3=600\text{MPa}$ $\sigma_4=600\text{MPa}$	Adaptacja optymalna $\sigma_1=5.0\text{MPa}$ $\sigma_2=6.0\text{MPa}$ $\sigma_3=3.0\text{MPa}$ $\sigma_4=0.6\text{MPa}$
$I_2 \text{ [m/s}^2 \text{]}$	2642	115
$I_3 \text{ [m/s}^2 \text{]}$	7980	581



Rys. 3.12. Przebieg przyspieszenia dla węzła kontrolnego w funkcji czasu dla odpowiedzi pasywnej (linia zielona) i adaptacji optymalnej (linia czerwona)

Jak wynika z przedstawionych powyżej przebiegów, przeprowadzenie procesu optymalnej adaptacji konstrukcji do obciążenia udarowego prowadzi nie tylko do znaczącego ograniczenia amplitud przyspieszeń i przemieszczeń w wybranych stopniach swobody układu, lecz wpływa również na zmianę charakterystyki częstotliwościowej jego odpowiedzi.

3.5. Samonaprawa konstrukcji kratownicowej.

Rozwiązanie konstrukcyjne z wprowadzonymi strefami adaptacyjnymi pozwala, po ustaniu obciążenia dynamicznego, przy odpowiednim oddziaływaniu na strefy absorpcji, na powrót do pierwotnej konfiguracji struktury.

Jest to możliwe ponieważ po zakończeniu procesu optymalnej adaptacji do udaru, odkształcenia plastyczne skoncentrowane są całkowicie w strefach aktywnych.

W celu przeprowadzenia procesu samonaprawy konieczne jest wprowadzenie zewnętrznego źródła niskoamplitudowych drgań konstrukcji (np. wzbudniki, obciążenie wiatrem, falami), które wywołają stan odkształcenia elementu $\varepsilon_i(t)$. Zredukowanie rezydualnego stanu deformacji ε_i^R możliwe jest wówczas poprzez dwustanowe sterowanie bezpiecznikami konstrukcyjnymi.

Gdy odkształcenie elementu w chwili t ma znak przeciwny niż odkształcenie rezydualne, otwarcie bezpiecznika następuje poprzez przyjęcie niskiego poziomu granicy plastyczności σ . W przeciwnym wypadku, bezpiecznik konstrukcyjny pozostaje w stanie zamkniętym:

$$\sigma_i(t) = \begin{cases} \sigma^O & \text{dla } \varepsilon_i(t)\varepsilon_i^R < 0 \\ \sigma^C & \text{dla } \varepsilon_i(t)\varepsilon_i^R > 0 \end{cases} \quad (3.33)$$

gdzie:

$$\sigma^C \gg \sigma^O$$

σ^O - granica plastyczności przy otwartym bezpieczniku

σ^C - granica plastyczności przy bezpieczniku zamkniętym

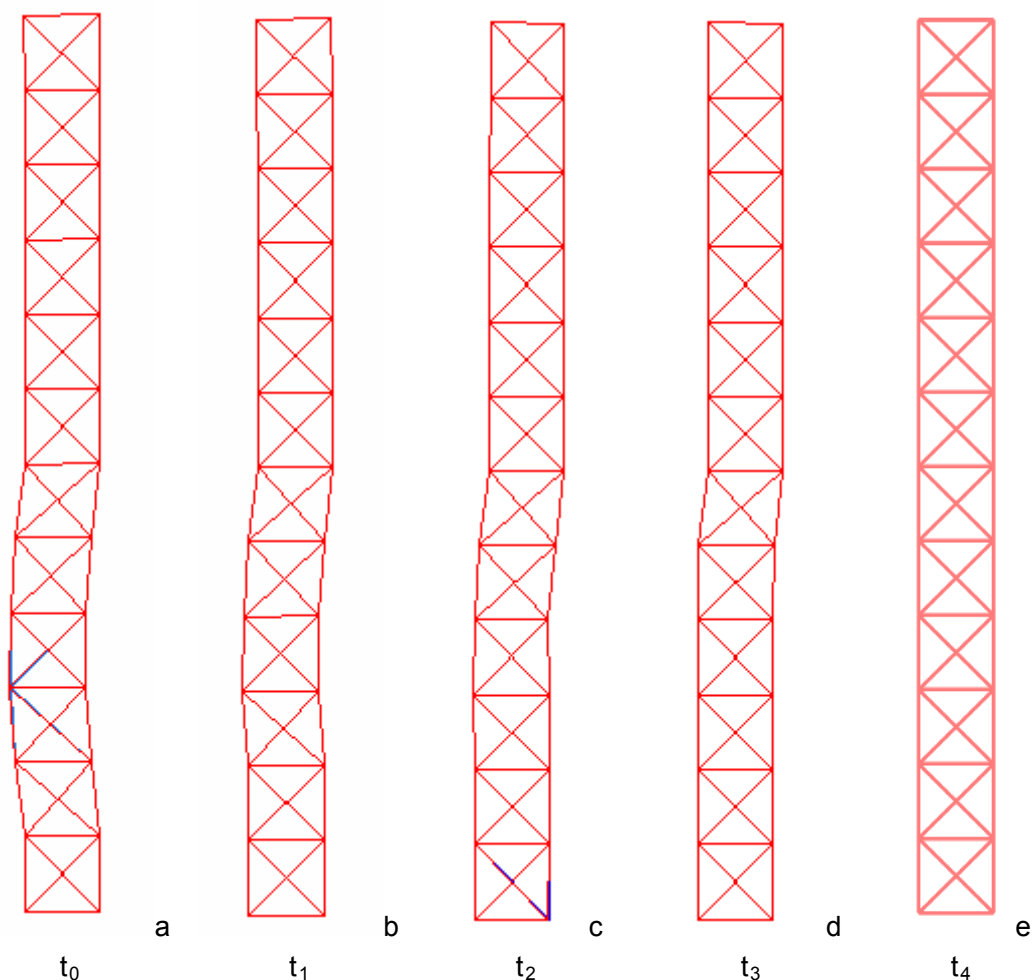
Proces samonaprawy konstrukcji prowadzony jest w sposób sekwencyjny, jednocześnie usuwane są odkształcenia rezydualne tylko jednej strefy adaptacyjnej układu.

W analizowanym przykładzie, jako źródło zewnętrznych drgań przyjęta została pozioma siła skupiona o częstotliwości 20Hz i amplitudzie 80kN, przyłożona w strefie

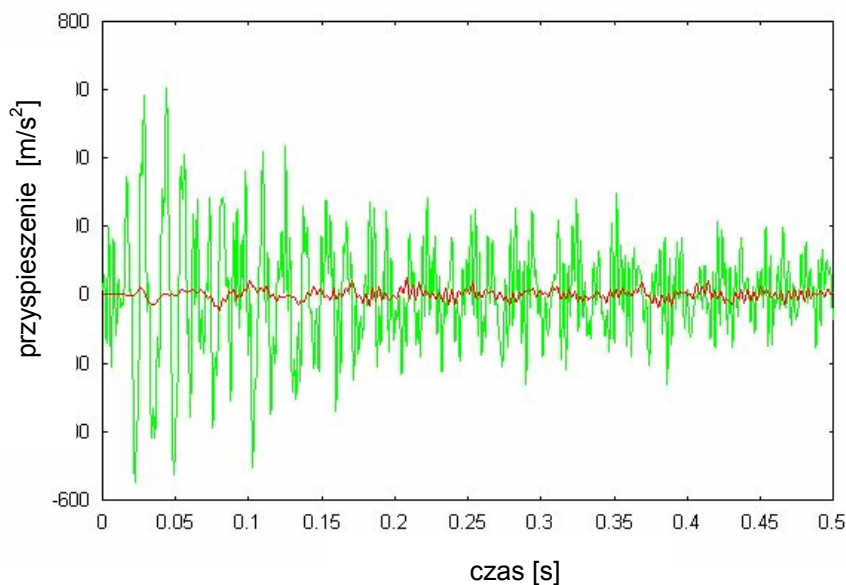
przypodporowej. Wartości granic plastyczności σ^c i σ^o w bezpiecznikach konstrukcyjnych przyjęto odpowiednio jako 1.0MPa oraz 1kPa.

Na rys. 3.13 zostały przedstawione kolejne, w funkcji czasu od t_0 do t_4 , fazy naprawy, polegającej na przejściu od konfiguracji odkształconej, uzyskanej w wyniku obliczeń optymalnej odpowiedzi konstrukcji na udar (rys.3.10e) dla chwili t_0 , do postaci nieodkształconej układu (rys. 3.13e) po zakończeniu procesu samonaprawy dla chwili czasowej t_4 .

Przeprowadzenie procesu naprawczego nie jest związane z występowaniem wysokich amplitud przemieszczenia i przyspieszenia drgań w konstrukcji adaptacyjnej. Przykładowy przebieg przyspieszenia węzła kontrolnego w trakcie samonaprawy konstrukcji porównany z poziomem przyspieszeń otrzymanym dla optymalnej dyssypacji obciążenia udarowego, przedstawiono na rys. 3.14.



Rys. 3.13. Kolejne fazy naprawy konstrukcji adaptacyjnej, w funkcji czasu od t_0 do t_4



Rys. 3.14. Przebieg przyspieszenia węzła kontrolnego w funkcji czasu w trakcie optymalnej absorpcji udaru (linia zielona) oraz w czasie procesu naprawy (linia czerwona)

Przedstawione dane numeryczne wykazują, iż amplitudy przyspieszenia w procesie naprawy są kilkadziesiąt razy mniejsze niż w przypadku optymalnej absorpcji udaru. Zgodnie z przewidywaniami, zmniejszeniu ulegają również częstotliwości drgań odpowiedzi dynamicznej układu.

Przeprowadzone nieliniowe analizy numeryczne odpowiedzi dynamicznych przykładowych konstrukcji, potwierdziły możliwość wykorzystania autorskiego oprogramowania do oceny stopnia zmniejszenia szkodliwych oddziaływań obciążenia udarowego na węzeł kontrolny analizowanej konstrukcji.

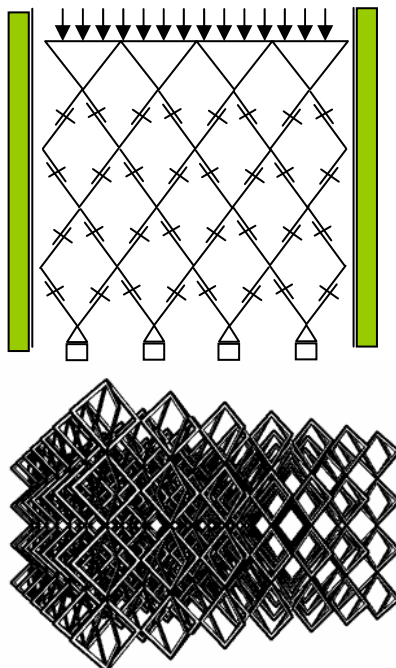
Ma to szczególne znaczenie w kratownicowych konstrukcjach wież radiolokacyjnych, teletransmisyjnych, elektrowni wiatrowych itp., gdzie zasadnicze elementy funkcjonalne systemów znajdują się na szczycie tych konstrukcji.

Systemy absorpcji energii obciążeń uderowych ze strukturami harmonijkowymi

4.1. Koncepcja struktury typu multifolding

Dalszym rozwinięciem przedstawionej koncepcji systemów adaptacyjnej absorpcji obciążeń uderowych są struktury mechaniczne typu harmonijkowego (multifolding-MFM). Koncepcja układu MFM może zostać zastosowana w układach dyssypacyjnych umieszczonych w strukturze nośnej konstrukcji lub też zostać zaimplementowana na poziomie wewnętrznej struktury materiału [43], [39].

Struktura typu harmonijkowego składa się z elementów zdolnych do przenoszenia sił w kierunku osiowym. Elementy ułożone są w jedno-, dwu- lub trójwymiarowy periodyczny wzór (rys.4.1), którego komórka podstawowa ma postać dwuelementowej kratownicy von Misesa.

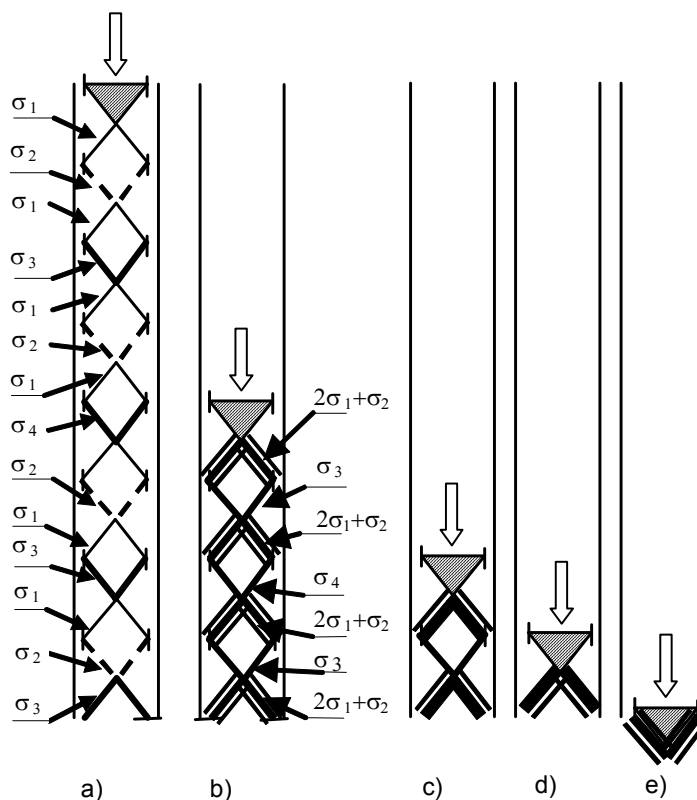


Rys. 4.1 Widok ogólny modelu struktury typu MFM: a) struktura płaska, b) struktura trójwymiarowa

Każdy z elementów struktury może podlegać sterowaniu i wyposażony jest w bezpiecznik konstrukcyjny pozwalający na zmianę granicy plastyczności elementu.

Charakterystyczny proces deformacji struktury typu multifolding i jego istota polega na wywołaniu, optymalnej w danych warunkach obciążeniowych, sekwencji lokalnych, plastycznych deformacji elementów.

Przykład takiej sekwencji przedstawiono na rys. 4.2. W przykładzie założono strukturę MFM, której elementy, ułożone w strefach adaptacyjnych, zachowują się w sposób sztywno-idealnie plastyczny.



Rys. 4.2. Przykładowy proces odkształcenia struktury typu harmonijkowego. a) konfiguracja początkowa, b)-e) kolejne sekwencje deformacji

Przyjęta została następująca, początkowa dystrybucja granic plastyczności w poszczególnych strefach (rys. 4.2.a):

δ - mały parametr perturbacyjny, $\delta \ll \sigma_1$,

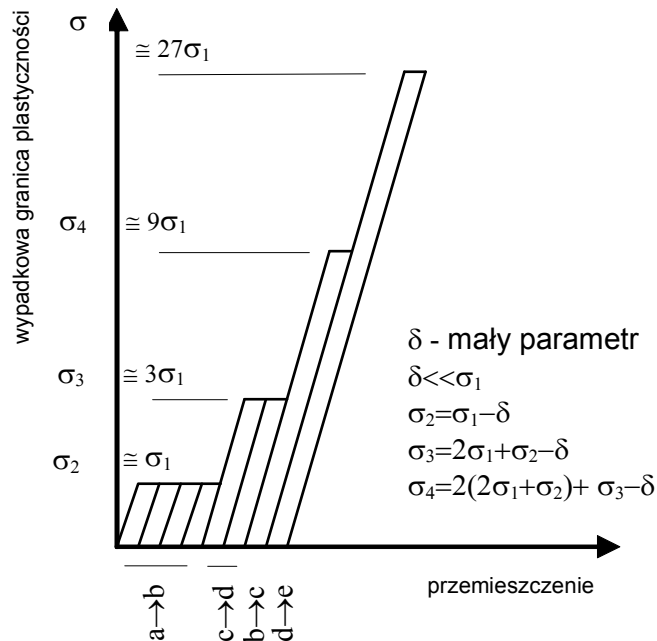
$$\sigma_2 = \sigma_1 - \delta, \quad \sigma_3 = 2\sigma_1 + \sigma_2 - \delta, \quad \sigma_4 = 2(2\sigma_1 + \sigma_2) + \sigma_3 - \delta \quad (4.1)$$

Po przyłożeniu obciążenia, proces odkształcenia jednej kolumny struktury przebiega w sposób przedstawiony na rys. 4.2.b–e. W każdej z konfiguracji jako pierwsze deformują się elementy o najniższej w całej kolumnie granicy plastyczności.

W konstrukcji przykładowej, gdy naprężenia normalne wywołane ściskaniem we wszystkich elementach mają jednakową i odpowiednio wysoką wartość, jako pierwsze uplastycznieniu ulegną elementy posiadające granicę plastyczności równą σ_2 .

Upłastycznienie to prowadzi do przejścia z konfiguracji z rys. 4.2b. do konfiguracji przedstawionej na rys. 4.2c. W kolejnej sekwencji, deformacji ulegają elementy z granicą plastyczności σ_3 , która jest niższa od wypadkowej granicy plastyczności potrójnych warstw $2\sigma_1 + \sigma_2$. Przedstawiony powyżej schemat zachowania struktury MFM prowadzi do konfiguracji końcowej układu, podanej na rys. 4.2.e.

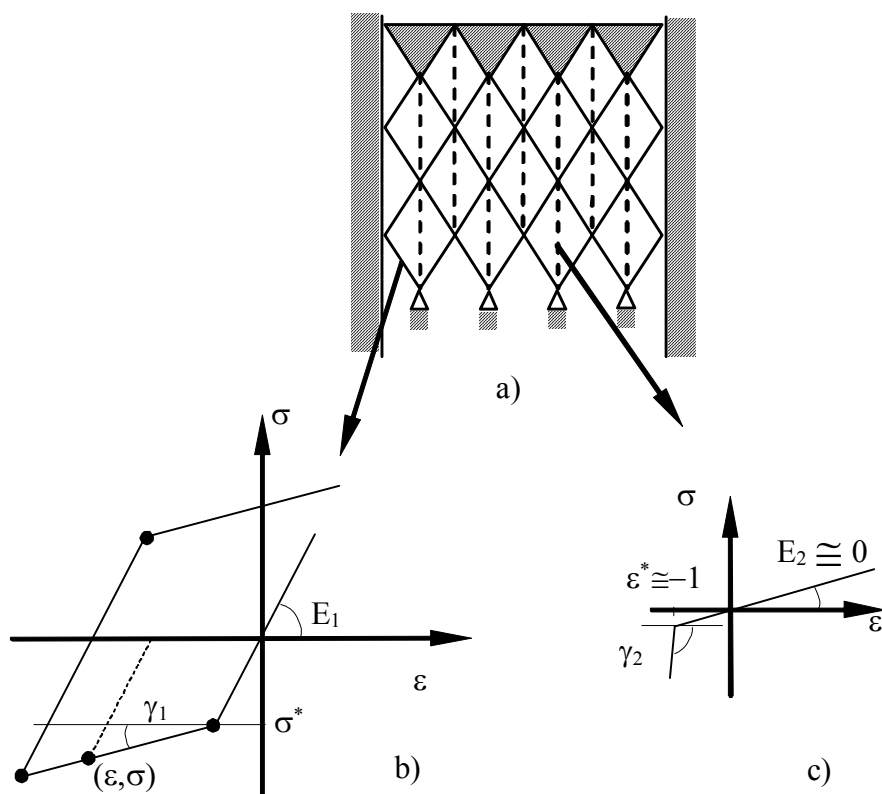
Wypadkowa charakterystyka sztywności konstrukcji została przedstawiona schematycznie na rys. 4.3. i w ścisły sposób zależy od przyjętej, początkowej dystrybucji granic plastyczności w poszczególnych strefach układu. Poprzez odpowiedni ich dobór można uzyskać silny efekt synergii i dostosować zachowanie układu MFM do wymagań konkretnego procesu dyssypacji energii kinetycznej obciążenia dynamicznego.



Rys. 4.3. Schematyczny przebieg charakterystyki sztywności układu

4.2. Model obliczeniowy struktury MFM

W analizie struktur typu harmonijkowego przyjęte zostały modele kratownicowe (rys.4.4.a), wykorzystujące oprogramowanie, którego schemat funkcjonalny przedstawiono w rozdziale trzecim.



Rys. 4.4. Model obliczeniowy struktury MFM. a) schemat struktury, b) model konstytutywny elementu, c) model konstytutywny elementu kontaktowego

Elementy adaptacyjne, wyposażone w bezpieczniki konstrukcyjne, modelowane są jako pręty sprężysto-plastyczne o sterowalnej granicy plastyczności σ^* . W modelu przyjęto możliwość wprowadzenia wzmocnienia materiału z modułem wzmocnienia γ_1 (rys.4.4.b).

Charakterystyka sztywności elementów kontaktowych, oznaczonych na rys.4.4a linią przerywaną, została schematycznie przedstawiona na rys. 4.4c. Elementy te wykazują bliską zera sztywność E_2 , w przypadku braku kontaktu pomiędzy węzłami oraz wysoki współczynnik wzmocnienia γ_2 po wystąpieniu wzajemnej penetracji węzłów.

W trakcie badania konstrukcji MFM rozpatrzono zakres rozwiązań związanych z symetrycznymi postaciami deformacji, które są najbardziej efektywne w procesie absorpcji energii, wprowadzając schemat kontaktu typu węzeł-węzeł.

Silnie nieliniowe zachowanie układu, wynikające z następujących po sobie sekwencji deformacji polegającej na składaniu się kolejnych warstw struktury, wymagały wprowadzenia dodatkowych zmian w strukturze opracowanego programu NDK, które związane były z wprowadzeniem elementów kontaktowych.

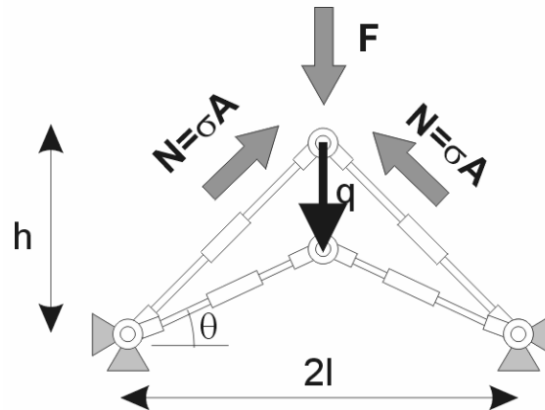
W schemacie numerycznym wykorzystywana jest tzw. metoda funkcji kary, wprowadzająca siły kontaktowe proporcjonalne do penetracji pomiędzy węzłami elementu. Implementacja algorytmu wiąże się z wprowadzeniem funkcji śledzącej wzajemne położenie węzłów elementu kontaktowego w każdej iteracji algorytmu całkowania równań ruchu.

W celu zmniejszenia złożoności modelu numerycznego, a co za tym idzie skrócenia czasu obliczeń w procesie wyznaczania optymalnej sekwencji sterującej strukturą, zaproponowany został uproszczony model konstrukcji typu MFM, znajdujący zastosowanie w większości układów jednowymiarowych, przy pominięciu efektów sprężystych i bezwładności w elementach struktury harmonijkowej. Spełnienie powyższych warunków występuje gdy wielkość masy obciążającej układ jest znacznie wyższa od jego ciężaru, a związane z nią siły powodują szybkie uplastycznienie adaptacyjnych elementów struktury.

Dla rozwiązania problemu przyjęto poniższe, główne założenia:

- a) zachowanie elementów adaptacyjnych jest sztywno-idealnie plastyczne, a siła w deformującym się elemencie pozostaje stała,
- b) masa elementów absorbera jest znacznie mniejsza od masy obciążającej udarowo układ i pominięte są siły bezwładności elementów struktury,
- c) proces deformacji jednowymiarowej struktury harmonijkowej podzielony jest na sekwencje, w których złożeniu ulegają sekcje o najniższej granicy plastyczności, przy czym pozostała część układu pozostaje sztywna,
- d) całkowita energia dyssypowana w procesie odkształcenia plastycznego równa jest początkowej energii kinetycznej obciążenia udarowego.

Schemat sił działających na pojedynczą strefę adaptacyjnej struktury MFM przedstawiono na rys.4.5



Rys. 4.5. Widok uproszczonego schematu obliczeniowego pojedynczej sekcji struktury MFM

Na rysunku przedstawiona została wydzielona strefa adaptacyjna struktury MFM o wysokości h i szerokości $2l$ oraz polu przekroju elementów A . Kąt θ jest kątem nachylenia elementu w aktualnej konfiguracji odkształconej. Jako q przyjęte zostało przemieszczenie jej głównego węzła, a oddziałujące na niego siły elementowe i siłę oddziaływania obciążenia dynamicznego oznaczono odpowiednio jako N i F .

Dla każdej sekwencji deformacji adaptacyjnej strefy MFM możemy sformułować dynamiczne równanie równowagi wyrażone w postaci uwikłanej, zależnej od przemieszczeń obciążonego węzła:

$$F(q) = m\ddot{q}(q), \quad q = q(t) \quad (4.2)$$

gdzie:

F – siła wypadkowa,

m – masa obciążająca dynamicznie układ,

$q(t)$ – przemieszczenie głównego węzła strefy.

Ponieważ siła w elementach odkształcających się w bieżącej sekwencji deformacji jest stała, wypadkowa siła F zależy jedynie od zmiany geometrii konfiguracji aktualnej układu i może zostać przedstawiona jako:

$$F(q) = 2\sigma_i A \sin \theta = 2\sigma_i A \frac{h-q}{\sqrt{l^2 + (h-q)^2}} \quad (4.3)$$

$$q \in \langle 0, 2h \rangle$$

gdzie:

A – pole przekroju elementu,

σ_i - granica plastyczności w bezpieczniku elementu adaptacyjnego,

h - wysokość strefy,

l – połowa szerokości strefy.

Przyspieszenie obciążonego węzła przedstawione w funkcji jego przemieszczenia wynika z równania:

$$\ddot{q}(q) = \frac{F(q)}{m}, \quad q \in \langle 0, 2h \rangle \quad (4.4)$$

Całkowita energia dyssypowana w procesie składania się strefy jest energią odkształcenia plastycznego i równa jest pracy siły wypadkowej naprężeń wewnętrznych elementów:

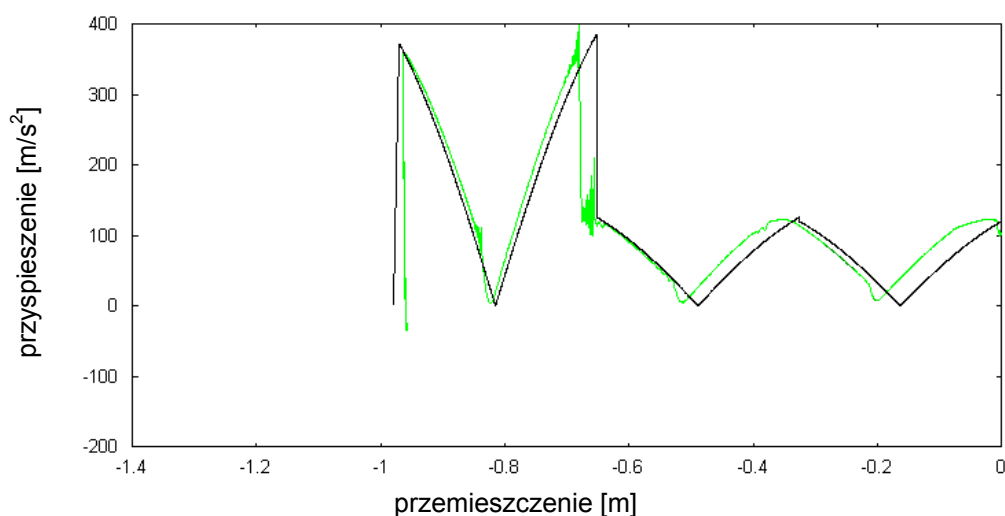
$$E_{dys}^i = E_{plast} = \int_0^{2h} F(q) dq \quad (4.5)$$

Wyznaczenie odpowiedzi konstrukcji MFM na obciążenie dynamiczne, w funkcji przemieszczenia obciążonego węzła, związane jest ze złożeniem następujących po sobie sekwencji przeskoków poszczególnych sekcji układu. Proces ewoluje do chwili gdy suma całkowitej energii pochłoniętej w procesie dyssypacji równa jest początkowej energii kinetycznej obciążenia udarowego:

$$\sum_i E_{dys}^i = E_{kin}^0 \quad (4.6)$$

W przypadku gdy nie dochodzi do pełnego przeskoku ostatniej sekcji w sekwencji deformacji, końcowe przemieszczenie jej węzła głównego wyznaczone jest z zasady zachowania energii przy wykorzystaniu zależności 4.3. i 4.5.

Model uproszczony został zaimplementowany w postaci procedury numerycznej. Przebiegi przyspieszenia obciążonego węzła w funkcji jego przemieszczenia dla przykładowej, jednowymiarowej struktury MFM o pięciu strefach adaptacyjnych, uzyskane w wyniku modelowania Metodą Elementów Skończonych oraz przy użyciu modelu uproszczonego, przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6. Przebieg przyspieszenia obciążonego węzła w funkcji jego przemieszczenia dla jednowymiarowej struktury MFM modelowanej przy użyciu MES (linia zielona) oraz modelu uproszczonego (linia czarna)

Jak wynika z przedstawionych powyżej rezultatów, zaproponowany model pozwala na uzyskanie wyników o zadowalającej dokładności zarówno pod względem jakościowym jak również ilościowym.

4.3. Strategie sterowania układami harmonijkowymi

Analizując zastosowanie struktur MFM do absorpcji obciążeń udarowych zaproponowano dwie strategie sterowania: semi-aktywną oraz aktywną. W pierwszej z nich parametrami kontrolnymi bezpieczników są stałe w czasie uderzenia, wartości i rozkład granic plastyczności w elementach struktury MFM. W strategii aktywnej, parametry kontrolne podlegają zmianie w czasie rzeczywistym.

Problem sterowania w przypadku semi-aktywnym polega na dobraniu granic plastyczności w sposób, który zapewnia minimalizację ekstremalnych przyspieszeń obciążonego węzła. W przypadku strategii aktywnego sterowania, w każdym kroku czasowym procedura optymalizacyjna dobiera granicę plastyczności tak, aby przyspieszenie kontrolowanego węzła było jak najbliższe założonej, pożądanej odpowiedzi (dobierana analitycznie, przedziałami ciągła funkcja o stałej wartości).

W sterowaniu semi-aktywnym dla danego obciążenia dynamicznego minimalizowana jest funkcja celu f

$$\min f(\sigma_i): f \rightarrow I \quad (4.7)$$

$$I_1 = \frac{1}{TN} \sum_{t=1}^T \sum_{i=1}^N |\ddot{q}_i(t)|, \quad I_2 = \frac{1}{TN^{ctr}} \sum_{t=1}^T \sum_{i=1}^{N^{ctr}} |\ddot{q}_i^{ctr}(t)|, \quad I_3 = \max_{t,i} \{|\ddot{q}_i^{ctr}(t)|\}$$

gdzie:

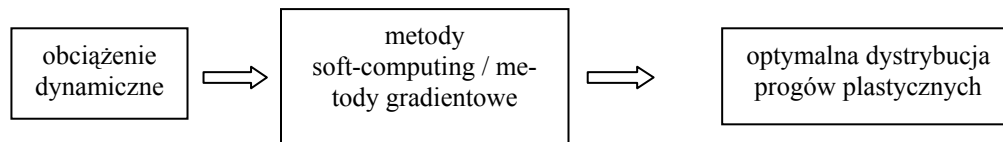
T – liczba chwil czasowych, N – liczba stopni swobody układu, N^{ctr} – liczba kontrolnych stopni swobody, dla których minimalizujemy poziom przyspieszeń, $\ddot{q}_i^{ctr}(t)$ – przyspieszenie węzła kontrolnego i w chwili czasowej t .

przy ograniczeniach nałożonych na sterowanie granicą plastyczności i maksymalne przemieszczenie:

$$|\sigma_i| \in \langle \sigma_{\min}, \sigma_{\max} \rangle,$$

$$\max \{q_i\} \leq q_{\max}. \quad (4.8)$$

Algorytm sterowania semi-aktywnego przedstawiono na rys.4.7.



Rys 4.7. Algorytm sterowania semi-aktywnego struktury harmonijkowej
MFM

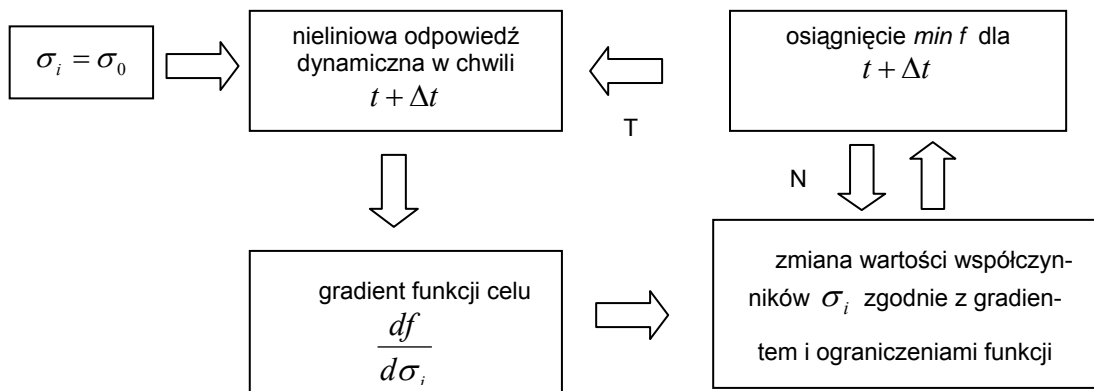
W ogólnym przypadku trudno jest określić właściwy wybór strategii optymalizacyjnej. Dla układów o silnych nieliniowościach, w których wyznaczenie analitycznej postaci gradientu funkcji celu jest niemożliwe, zasadne jest stosowanie alternatywnych metod typu soft-computing, do których należą m.in. algorytmy genetyczne i ewolucyjne.

Przy poszukiwaniu sekwencji granic plastyczności dla semi-aktywnej strategii sterowania został użyty ewolucyjny algorytm optymalizacyjny. Algorytm ten jest zmodyfikowanym, pseudo-losowym algorytmem przeszukującym przestrzeń rozwiązań problemu. U jego podstaw leży założenie inspirowane teorią biologicznej ewolucji organizmów, mówiące że wprowadzenie mechanizmu krzyżowania, mutacji i selekcji w początkowej populacji może prowadzić do powstania w kolejnych pokoleniach osobników o cechach korzystnych.

W przypadku sterowania aktywnego podobnie jak w sterowaniu semi-aktywnym dla danego obciążenia dynamicznego funkcją celu jest różnica dla każdego kroku czasowego pomiędzy wartością przyspieszeń $\ddot{q}_i(t)$ w wybranych punktach struktury a założoną, optymalną odpowiedzią $\ddot{q}_i^d(t)$:

$$\min f = \sum_i [\ddot{q}_i(t) - \ddot{q}_i^d(t)] \quad (4.7)$$

Ograniczenia sterowania są analogiczne jak w przypadku semi-aktywnym. Algorytm sterowania aktywnego dla jednego kroku czasowego, podano na rys. 4.8.

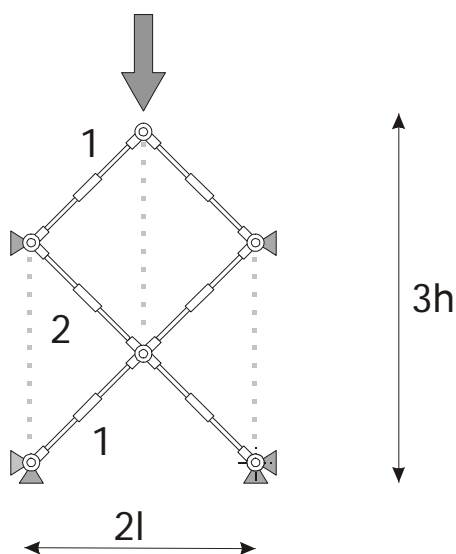


Rys. 4.8. Algorytm sterowania aktywnego strukturą harmonijkową typu MFM.

4.4. Przykład optymalnej strategii sterowania strukturą MFM

Do przeprowadzenia podstawowych analiz i wyznaczenia optymalnych funkcji sterujących została przyjęta podstawowa, sześćoelementowa struktura przedstawiona na rys.4.9, posiadająca dwa parametry sterowania:

- granicę plastyczności w elementach warstwy środkowej (oznaczonych "2")
- granicę plastyczności w elementach warstw dolnej i górnej (oznaczonych "1")

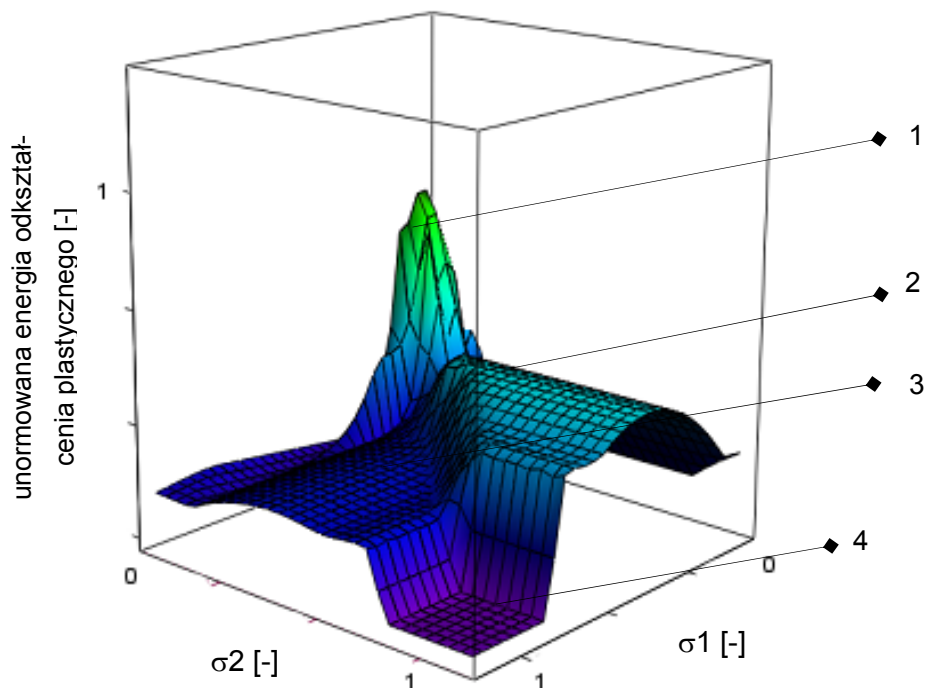


Rys. 4.9. Widok ogólny modelu sześćoelementowej struktury MFM.

Przyjęcie powyższego modelu pozwoliło na porównanie rezultatów uzyskanych przy zastosowaniu opracowanych procedur numerycznych z wynikami dyskretnego przeszukania zbioru argumentów funkcji celu.

We wstępnej fazie badań zostały wykonane nieliniowe obliczenia statyczne, mające na celu jakościowe określenie sposobów składania się konstrukcji oraz ich wstępną klasyfikację ze względu na ilość dyssypowanej energii.

Na rys. 4.10 przedstawiona została powierzchnia opisująca zależność energii odkształcenia plastycznego od wartości granic plastyczności przy obciążeniu układu siłą skupioną F . Funkcja energii odkształcenia jak również wartości granic plastyczności zostały unormowane do ich największych wartości.



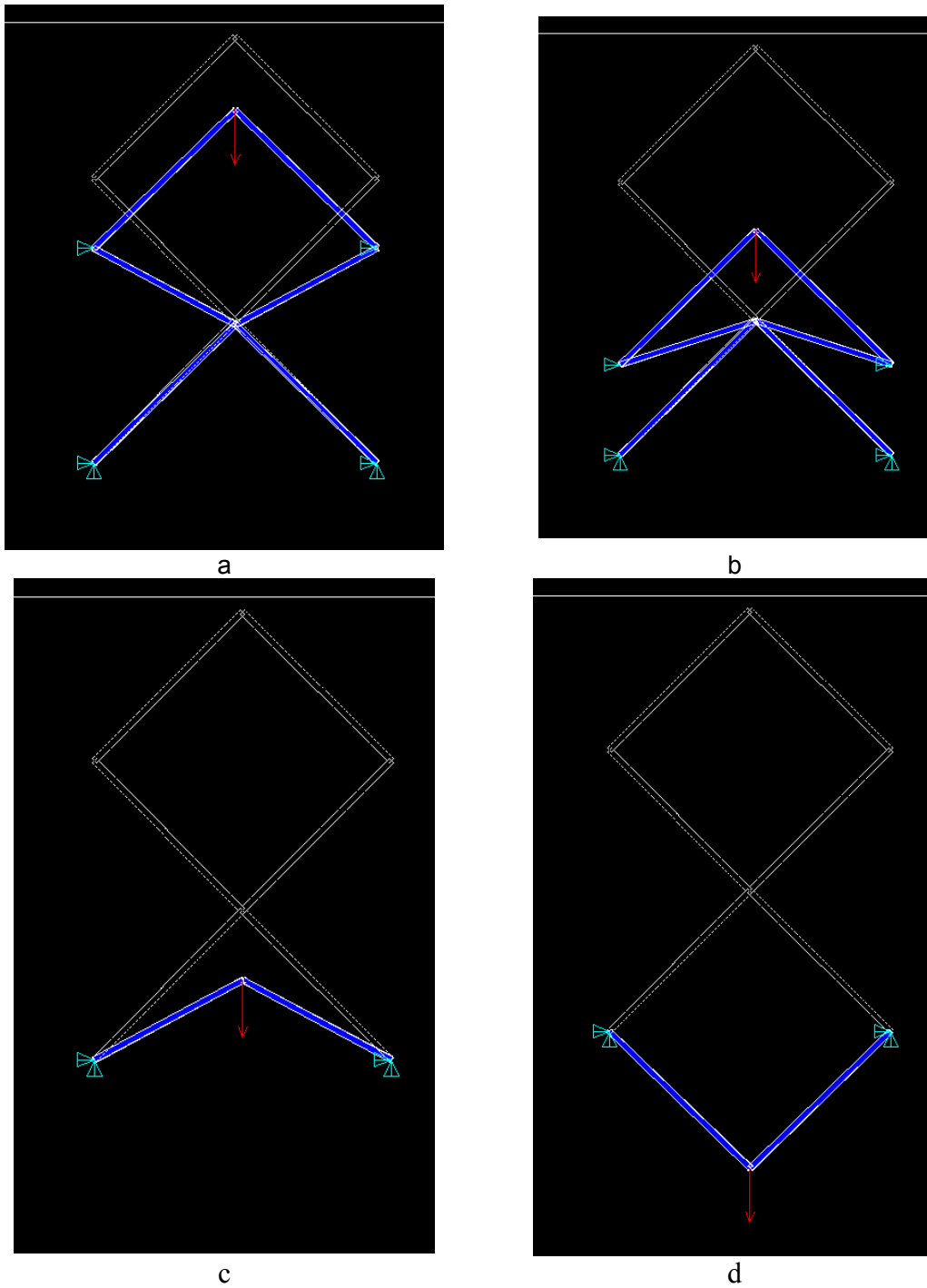
Rys. 4.10. Unormowana energia odkształcenia plastycznego w funkcji unormowanych granic plastyczności w bezpiecznikach konstrukcyjnych.

Na podstawie analizy powyższych wyników, w zachowaniu modelowego układu można wyróżnić cztery obszary przedstawione na rys. 4.10.

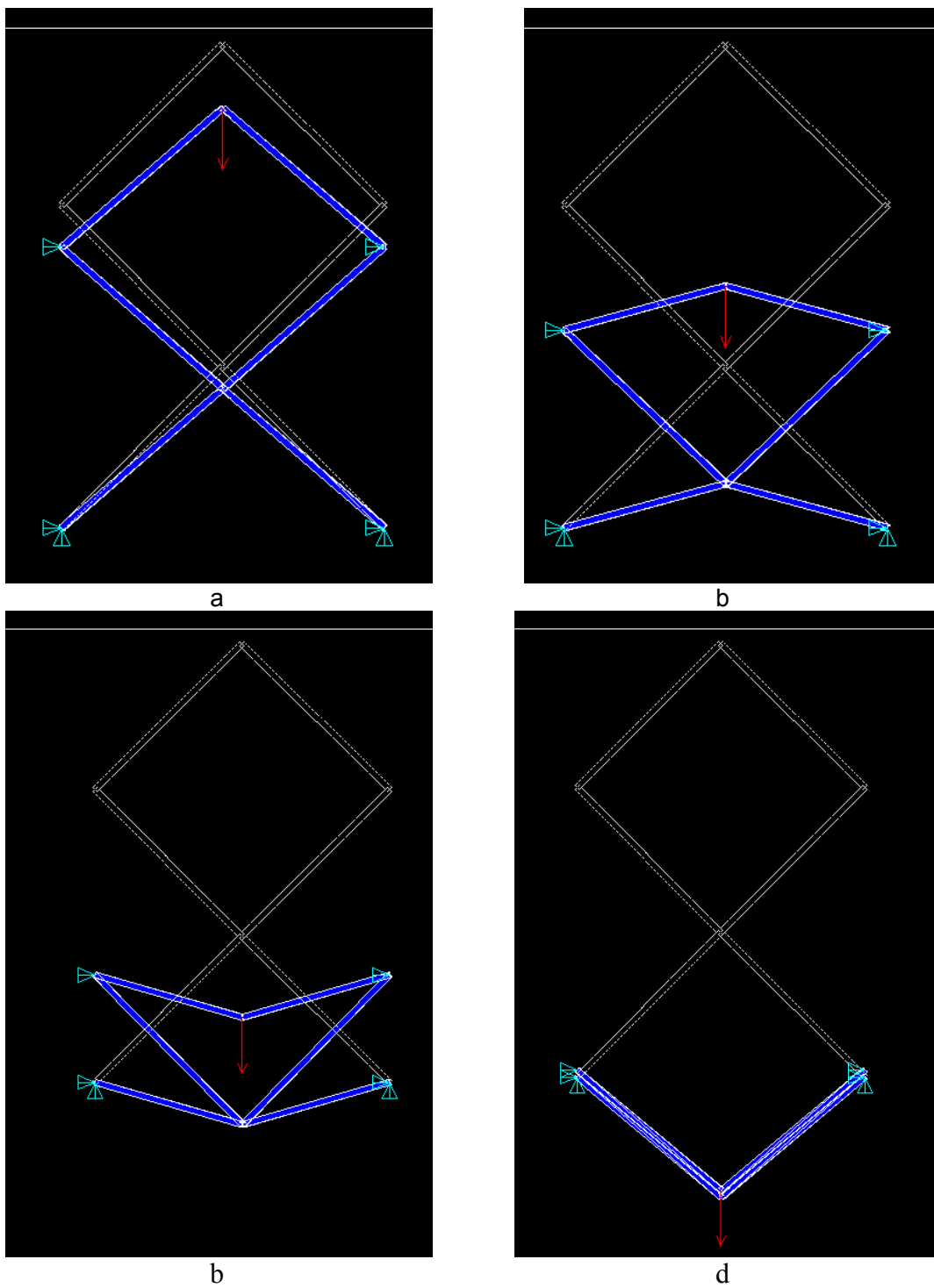
Odpowiedź zapewniającą najwyższy poziom dyssypacji energii przedstawia obszar nr 1. Wiąże się z nim sekwencja deformacji, przedstawiona na rys. 4.11 będąca rezultatem obliczeń wykonanych przy stosunku granic plastyczności $\sigma_1 / \sigma_2 = 0.16/0.13$.

Drugi obszar związany jest z rodzajem deformacji, podanym na rys. 4.12. W tym przypadku wzajemny stosunek granic plastyczności wynosi $\sigma_1 / \sigma_2 = 0.4/0.53$. Z kształtu powierzchni przedstawionej na rys.4.10 wynika, że główny wpływ na poziom dyssypacji ma naprężenie σ_1 . Granica plastyczności σ_2 nie zostaje przekroczona, a elementy środkowej strefy struktury pozostają w obszarze sprężystym.

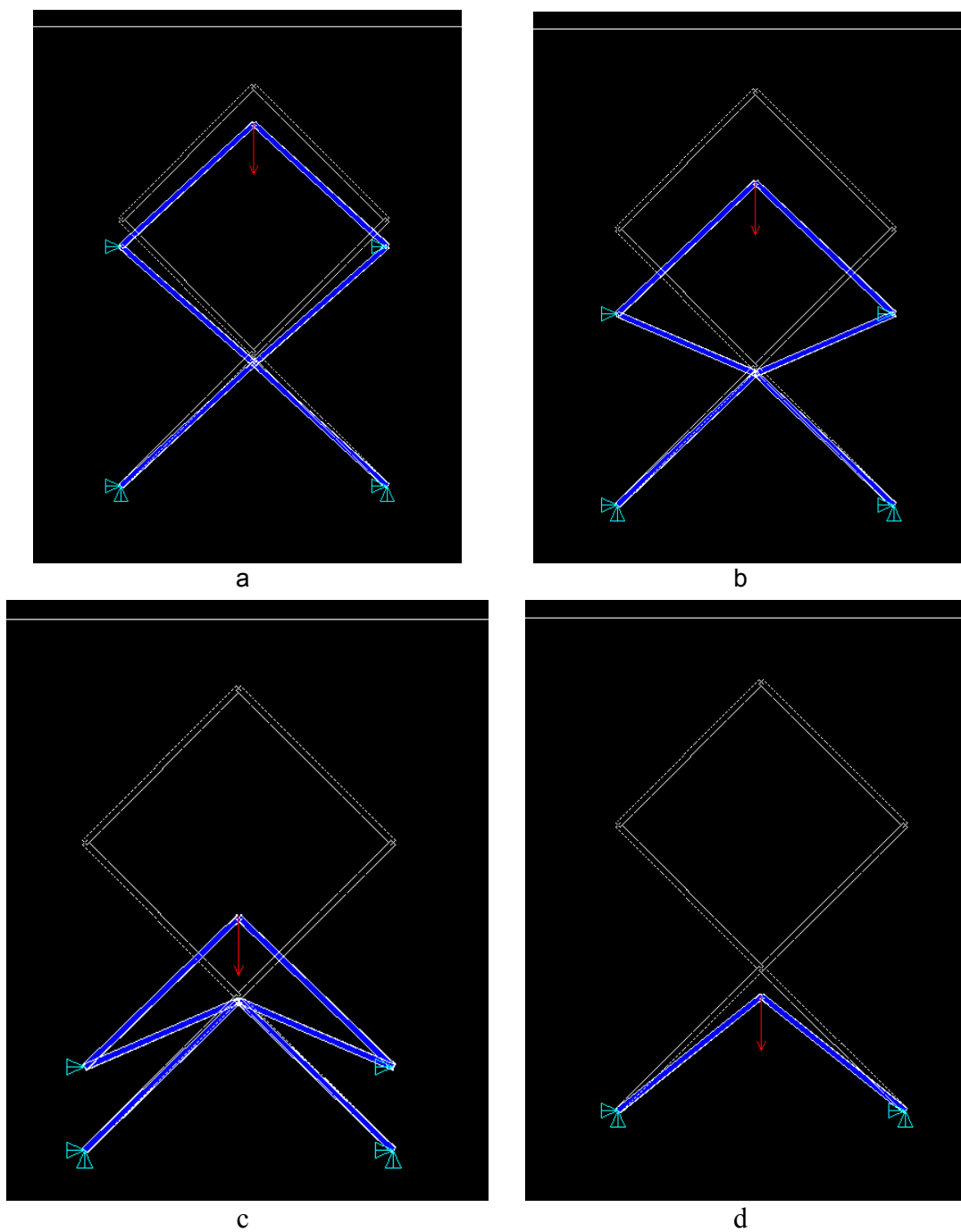
Trzecia część powierzchni odpowiada sekwencjom deformacji, które są zdegenerowane lub niepełne. Przykład takiej sekwencji, dla $\sigma_1 / \sigma_2 = 0.33/0.27$, podano na rys. 4.13. Końcowa konfiguracja układu przedstawiona na rys. 4.13d, wyraźnie pokazuje, że nie doszło do złożenia się struktury w ostatniej fazie odkształcenia, która w tym przypadku prowadzi do wysokiej absorpcji energii.



Rys. 4.11. Widok przemieszczeń konstrukcji (linia niebieska) w wybranych chwilach wraz z konfiguracją początkową (linia biała), uzyskanych w sekwencji o najwyższej dyssypacji energii.



Rys. 4.12. Widok przemieszczeń konstrukcji (linia niebieska) w wybranych chwilach wraz z konfiguracją początkową (linia biała), uzyskanych w sekwencji o niższej dyssypacji energii.

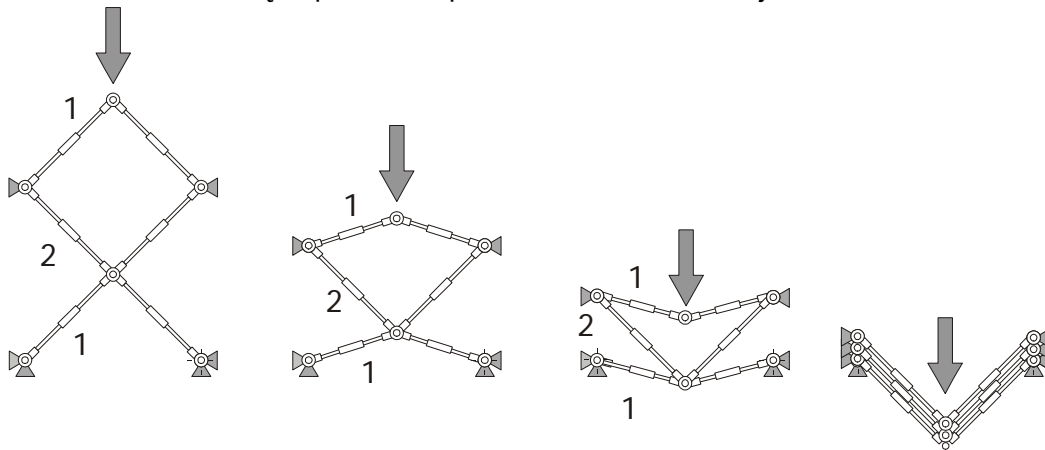


Rys. 4.13. Widok przemieszczeń konstrukcji (linia niebieska) w wybranych chwilach wraz z konfiguracją początkową (linia biała), uzyskanych w niepełnej sekwencji deformacji.

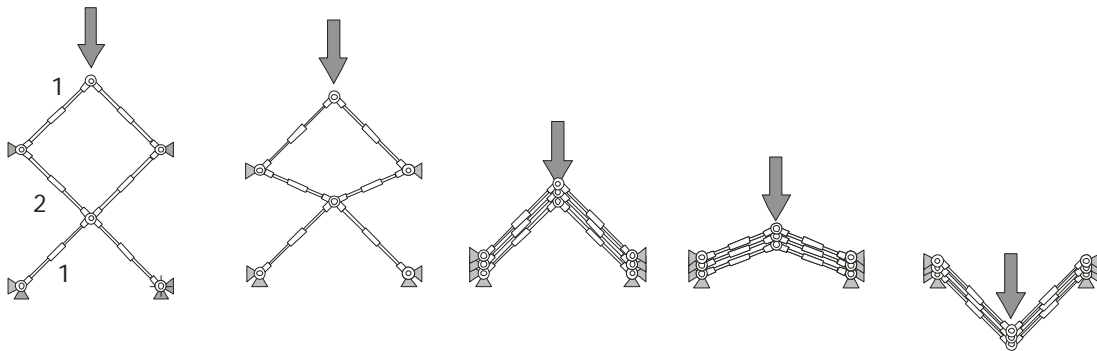
W ostatnim, czwartym obszarze, o najniższym poziomie dyssypowanej energii i najwyższych wartościach parametrów sterujących bezpiecznikami konstrukcyjnymi, dominuje niepożądana odpowiedź sprężysta.

Na podstawie wstępnych badań, w zachowaniu podstawowej, sześćoelementowej struktury typu MFM możemy wyróżnić cztery pełne i symetryczne mody deformacji, które zostały przedstawione na rys. 4.14 – 4.17.

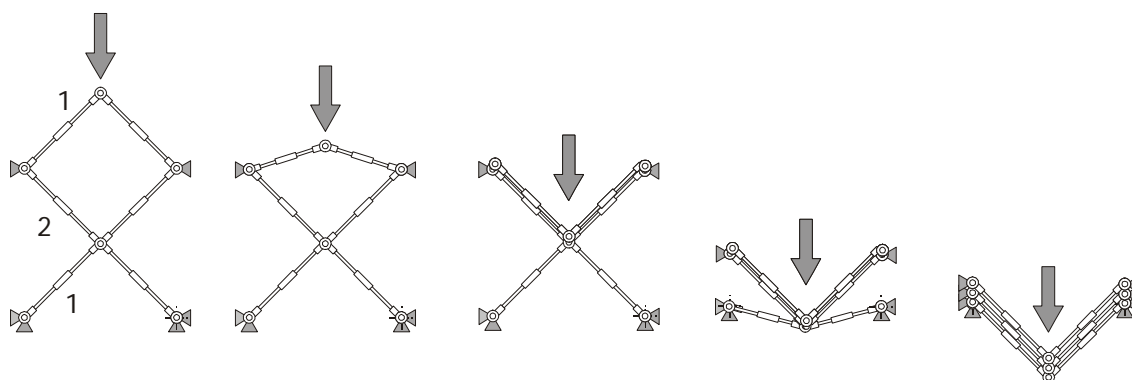
Pierwszy z nich, zgodny z odpowiedzią konstrukcji podaną na rys. 4.12, w którym dochodzi do jednoczesnego składania się sekcji pierwszej i trzeciej może zostać rozdzielony na dwa mody podstawowe (rys. 4.15 i 4.17) oznaczone jako sekwencja B i D, w których deformacja skrajnych sekcji układu następuje sukcesywnie, przy czym jako pierwsza odkształca się odpowiednio pierwsza lub trzecia sekcja układu.



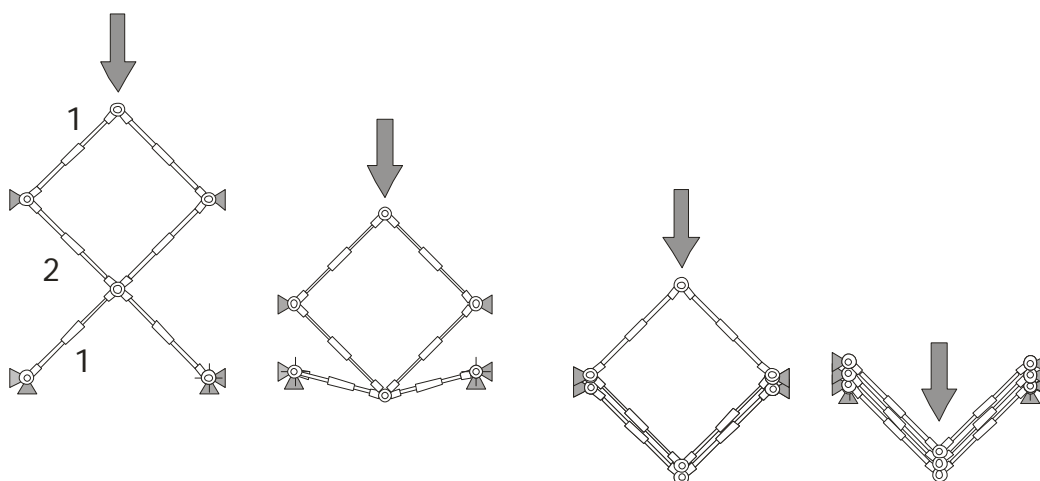
Rys. 4.14. Schemat odkształcenia sześćoelementowej struktury MFM w modzie deformacji A



Rys. 4.15. Schemat odkształcenia sześćoelementowej struktury MFM w modzie deformacji B



Rys. 4.16. Schemat odkształcenia sześćoelementowej struktury MFM w modzie deformacji C



Rys. 4.17. Schemat odkształcenia sześćoelementowej struktury MFM w modzie deformacji D

Dalsza analiza dynamicznego zachowania podstawowego układu harmonijkowego została przeprowadzona przy użyciu przedstawionego w rozdziale trzecim autorskiego oprogramowania NDK, połączonego z procedurami optymalizacyjnymi.

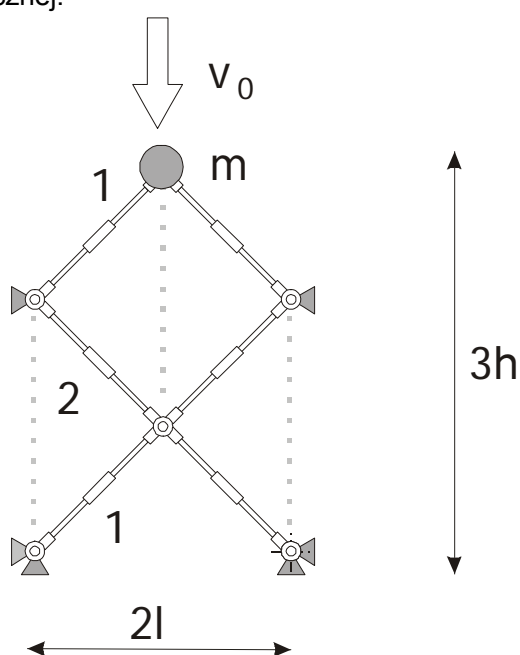
Przyjęto model obliczeniowy przedstawiony na rys. 4.18, w którym dynamiczne obciążenie uderowe modelowane było poprzez przyłożenie skupionej masy m z początkową prędkością v_0 .

W modelu zostały wprowadzone ograniczenia na minimalne i maksymalne (σ_{\min} , σ_{\max}) wartości naprężeń w elementach. Maksymalne dopuszczalne przemieszczenie obciążonego węzła równe było czterokrotnej wysokości pojedynczej warstwy.

Problem sterowania w przypadku semi-aktywnym polega w tym wypadku na dobraniu granic plastyczności w strefach "1" i "2" w sposób, który zapewnia minimalizację przyspieszeń pionowych obciążonego węzła.

Podczas sterowanie aktywnego, w każdym kroku czasowym dobierana jest granica plastyczności w strefach adaptacyjnych, która minimalizuje normę z różnicy przyspieszenia kontrolowanego węzła i optymalnego, stałego przyspieszenia, o wartości wyznaczonej na podstawie początkowej energii kinetycznej uderu.

Optymalna strategia sterowania poszukiwana była dla różnych, liniowo rosnących wartości energii kinetycznej.



Rys. 4.18. Dynamiczny model obliczeniowy struktury MFM

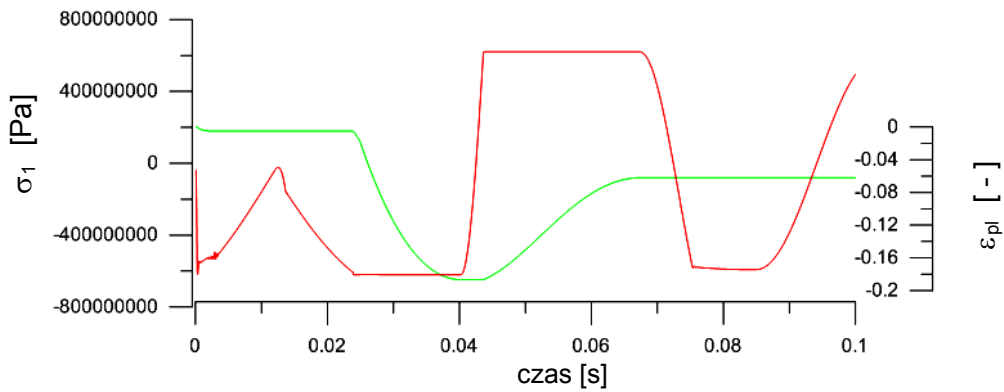
Do obliczeń przyjęto następujące parametry układu: $v_0 = 15\text{m/s}$, m – zmienne liniowo od 100kg do 200kg , $l = 0.24\text{m}$, l , $h = 0.163\text{m}$, $\sigma_{\min} = 400\text{MPa}$, $\sigma_{\max} = 800\text{MPa}$, pole przekroju elementów $A = 5 \times 10^{-5}\text{m}^2$, $E = 2.1 \times 10^{11}\text{Pa}$, $\nu = 0.3$, $\rho = 2777\text{kg/m}^3$.

W przypadku analizy struktury MFM zastosowanej w konkretnym systemie dyssypacji energii, należy przyjąć model obliczeniowy oraz parametry układu dostosowane do założonego rozwiązania technicznego.

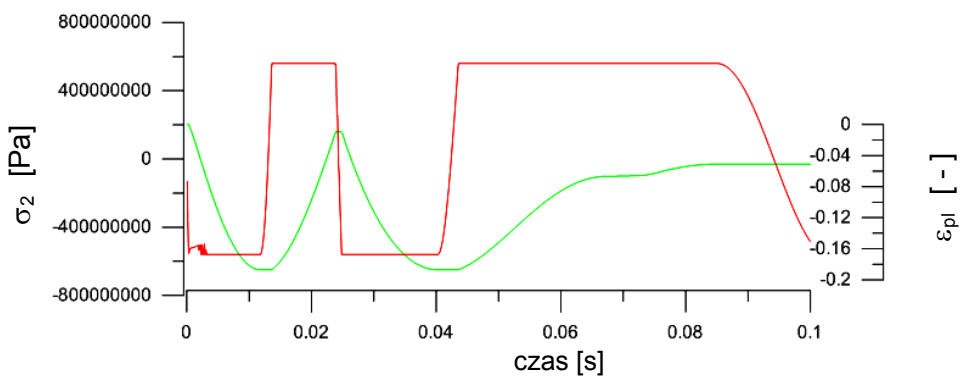
Podobnie jak w przypadku statycznym deformacja konstrukcji przy dwuparametrowym sterowaniu strefami adaptacyjnymi prowadzi do dwóch sekwencji deformacji. W pierwszej z nich (A, rys. 4.14) zapewniającej bardziej łagodną odpowiedź dynamiczną lecz ograniczoną możliwość absorpcji energii, granice plastyczności w

elementach "2" są wyższe niż w elementach "1". Przeciwna relacja progów plastycznego płynięcia prowadzi do sekwencji B (rys. 4.15) , która zapewnia maksymalny poziom dyssypacji energii uderzenia.

Na rys. 4.19 oraz 4.20 zostały przedstawione czasowe przebiegi zmienności naprężeń oraz odkształceń plastycznych w elementach górnej oraz środkowej sekcji struktury harmonijkowej dla przypadku, w którym dochodzi do deformacji typu B.



Rys. 4.19. Przykładowy przebieg zmienności w czasie naprężeń (linia czerwona) oraz odkształceń plastycznych (linia zielona) w elementach górnej strefy struktury

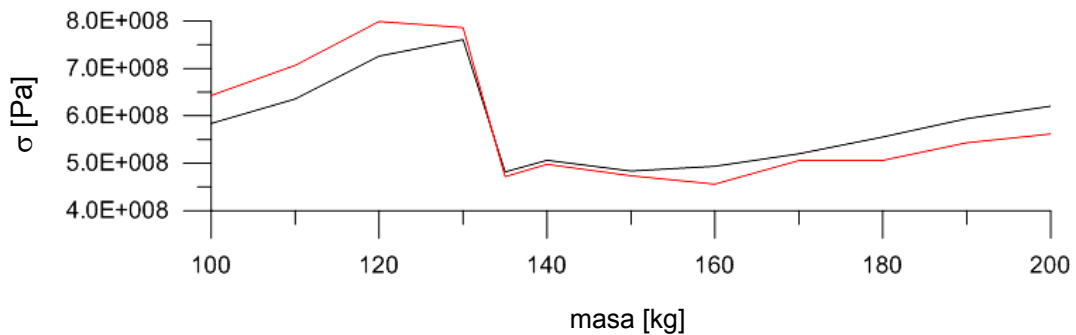


Rys. 4.20. Przykładowy przebieg zmienności w czasie naprężeń (linia czerwona) oraz odkształceń plastycznych (linia zielona) w elementach strefy środkowej struktury

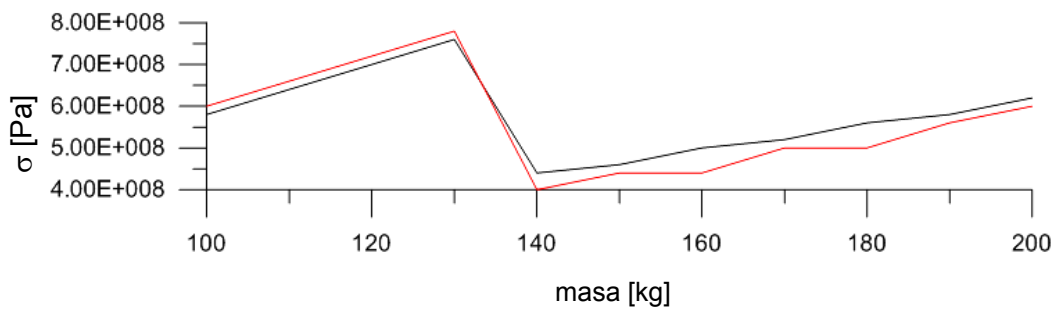
Na powyższych wykresach wyraźnie widoczne jest, że w pierwszej kolejności składają się elementy strefy środkowej, które ponownie uczestniczą w drugiej fazie deformacji, prowadząc do wysokiej absorpcji energii w formie plastycznych odkształceń układu.

Po przyjęciu w procedurze sterowania semi-aktywnego funkcji celu polegającej na minimalizacji przyspieszenia obciążonego węzła, wyznaczone zostały optymalne granice plastyczności w elementach warstwy górnej i dolnej σ_1 oraz warstwy środkowej σ_2 .

Na rys. 4.21 przedstawiono wykres zmienności powyższych parametrów, w funkcji liniowo zmiennej wartości masy obciążającej uderowo układ. Wyniki te zostały otrzymane w wyniku działania algorytmu ewolucyjnego i są one jakościowo i ilościowo zgodne z rezultatem dyskretnego przeszukania zbioru argumentów funkcji celu, którego wyniki podano na rys. 4.22.



Rys. 4.21. Optymalne granice plastyczności σ_1 (linia czarna) oraz σ_2 (linia czerwona) dla sterowania semi-aktywnego otrzymane w działaniu algorytmu ewolucyjnego



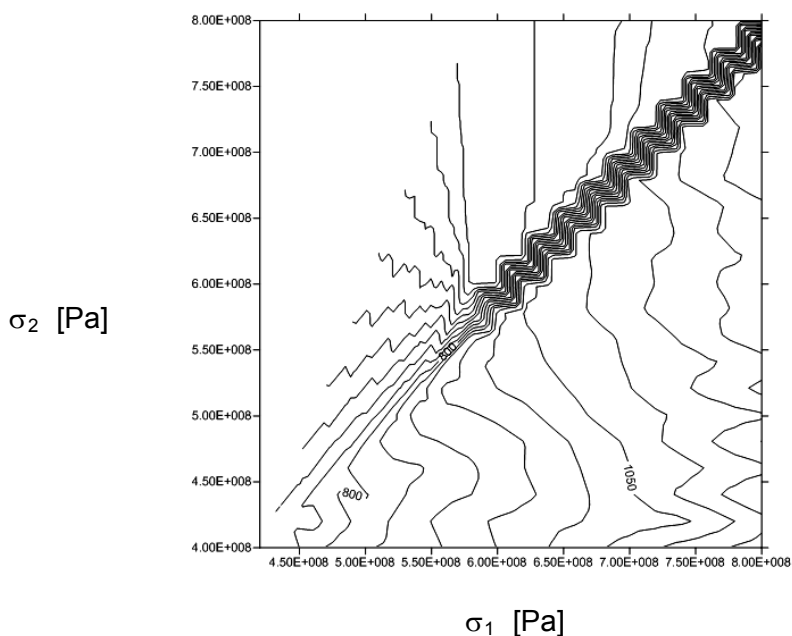
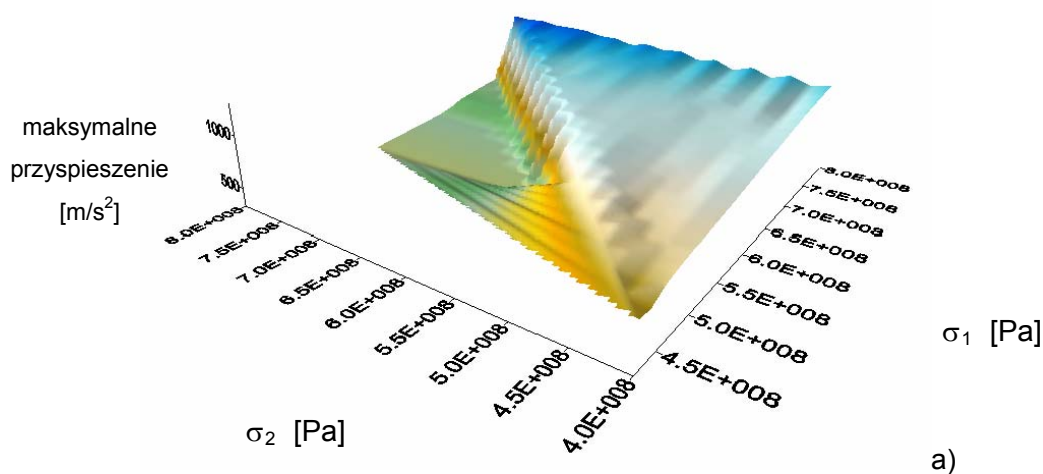
Rys. 4.22. Optymalne granice plastyczności σ_1 (linia czarna) oraz σ_2 (linia czerwona) dla sterowania semi-aktywnego otrzymane w wyniku dyskretnego przeszukania zbioru argumentów funkcji celu

Optymalne sterowanie semi-aktywne, jak wynika z otrzymanych rezultatów, ma w przypadku układu o dwóch parametrach kontrolnych charakter dwuliniowy.

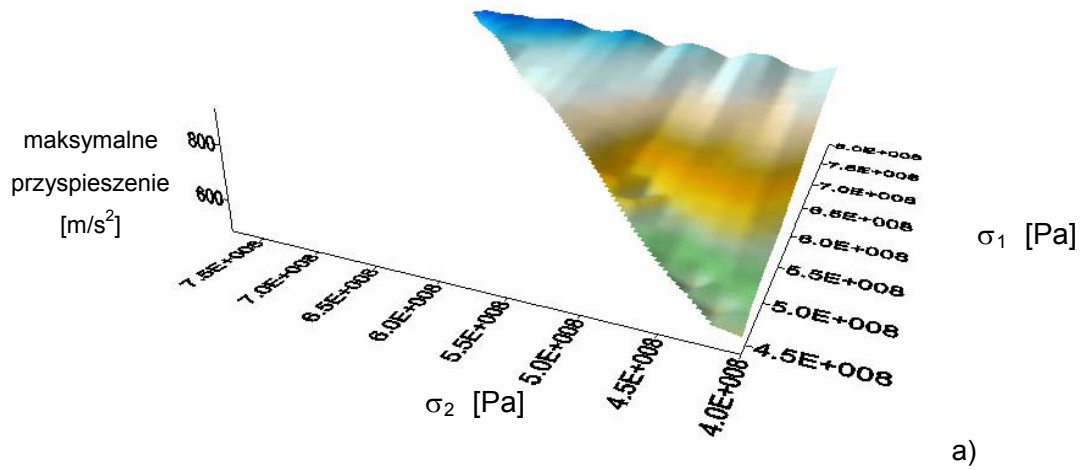
Najbardziej korzystne jest zachowanie małej różnicy pomiędzy granicami plastyczności oraz zmiana ich wzajemnego stosunku w odpowiednich przedziałach energii kinetycznej uderu, co wymusza deformację struktury we właściwej sekwencji.

Na przedstawionych powyżej wykresach wyraźnie widoczny jest punkt, w którym konieczna jest zmiana deformacji z sekwencji o małej energochłonności A na wysokowydajny mod B, przy obciążeniu masą równą 130kg.

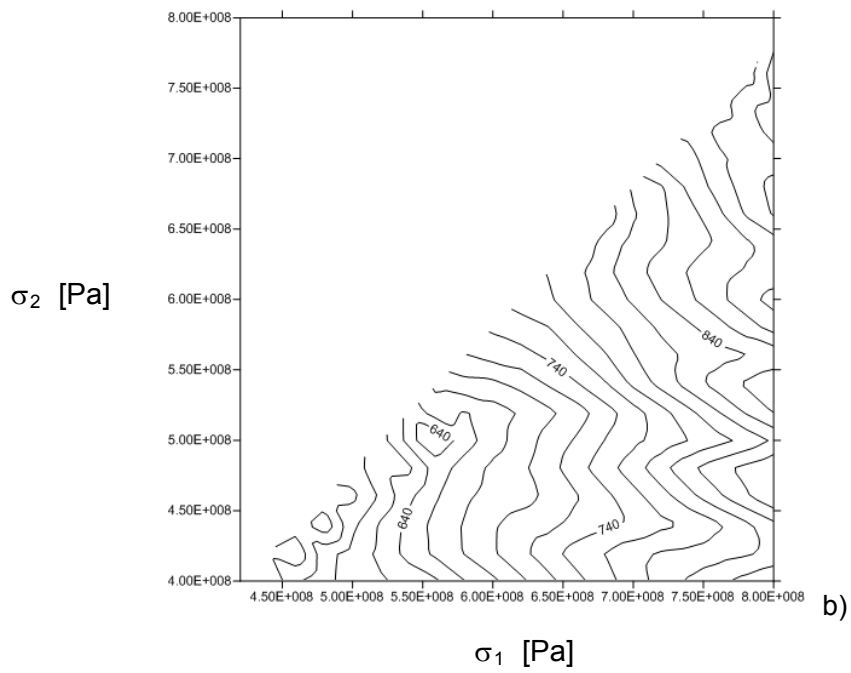
Rysunki 4.23-4.26 przedstawiają rozkład funkcji celu, którą jest maksymalna wartość przyspieszenia obciążonego węzła w zależności od jej argumentów σ_1 oraz σ_2 .



Rys. 4.23. Rozkład maksymalnego przyspieszenia w funkcji granic plastyczności sekcji adaptacyjnych przy uderzeniu masą 100kg w postaci: a) powierzchni 3D, b) izolinii

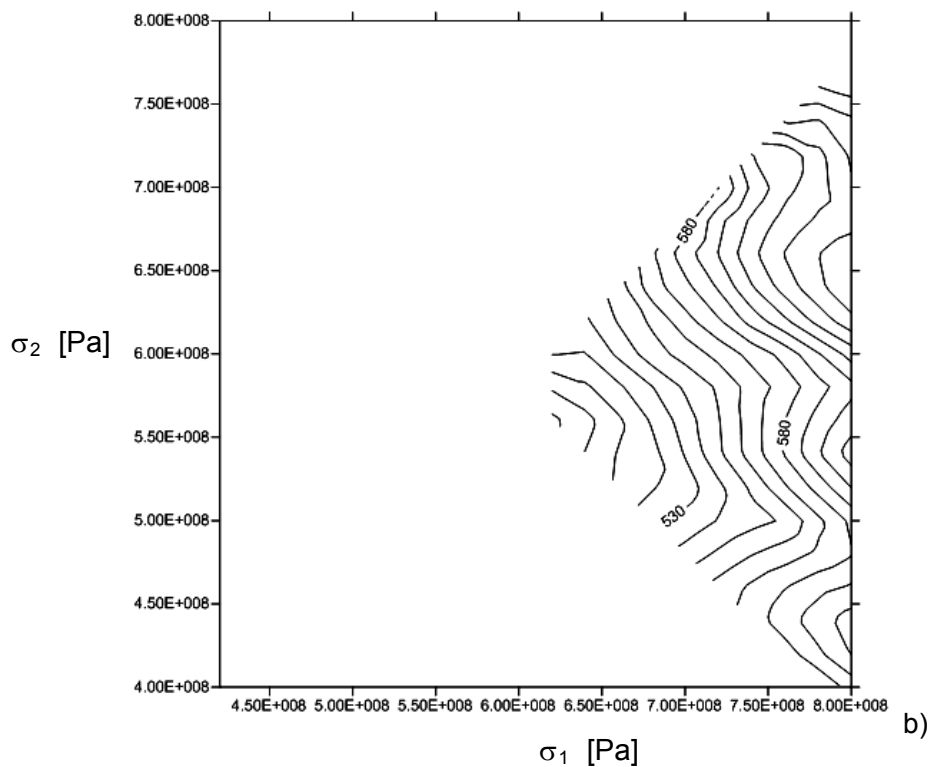
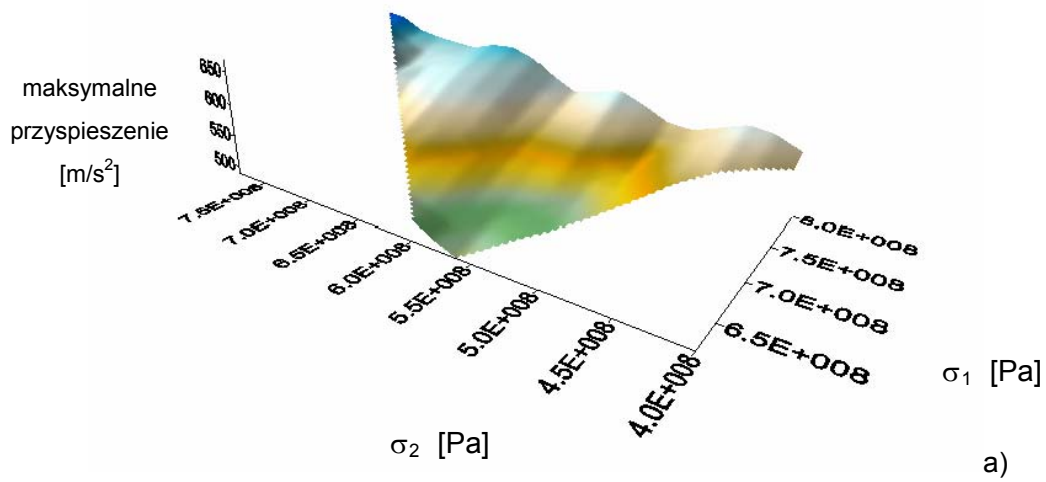


a)



b)

Rys. 4.24. Rozkład maksymalnego przyspieszenia w funkcji granic plastyczności sekcji adaptacyjnych przy uderzeniu masą 140kg w postaci: a) powierzchni 3D, b) izolinii

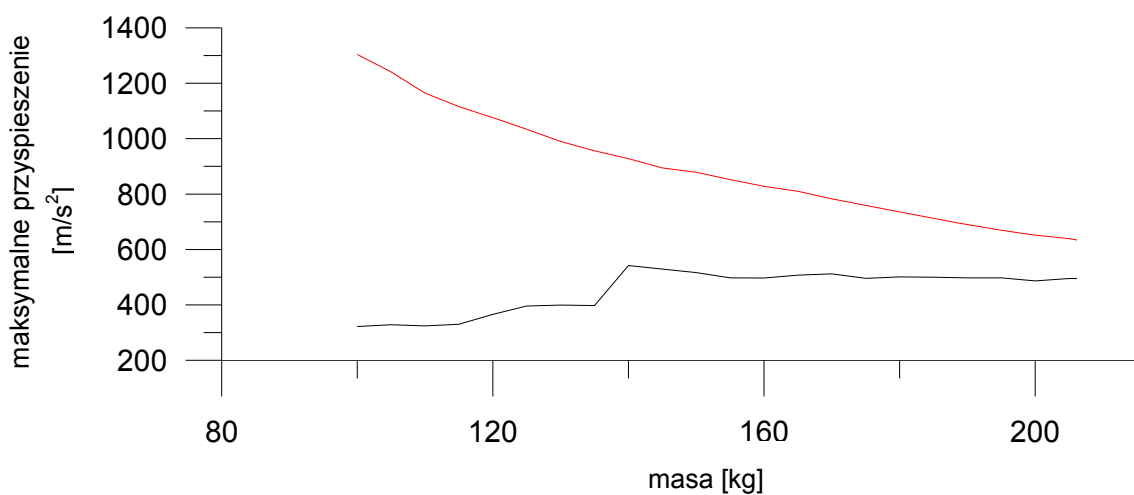


Rys. 4.25. Rozkład maksymalnego przyspieszenia w funkcji granic plastyczności sekcji adaptacyjnych przy uderzeniu masą 200kg w postaci: a) powierzchni 3D, b) izolinii

Uzyskane wyniki wykazują silne zawężanie się obszaru rozwiązań dopuszczalnych wraz ze wzrostem energii kinetycznej obciążenia. Ograniczenie obszaru dopuszczalnego, wiąże się z koniecznością absorpcji całej energii uderu przy

skończonej i ograniczonej deformacji układu, zdefiniowanej przez maksymalne przemieszczenie obciążonego węzła.

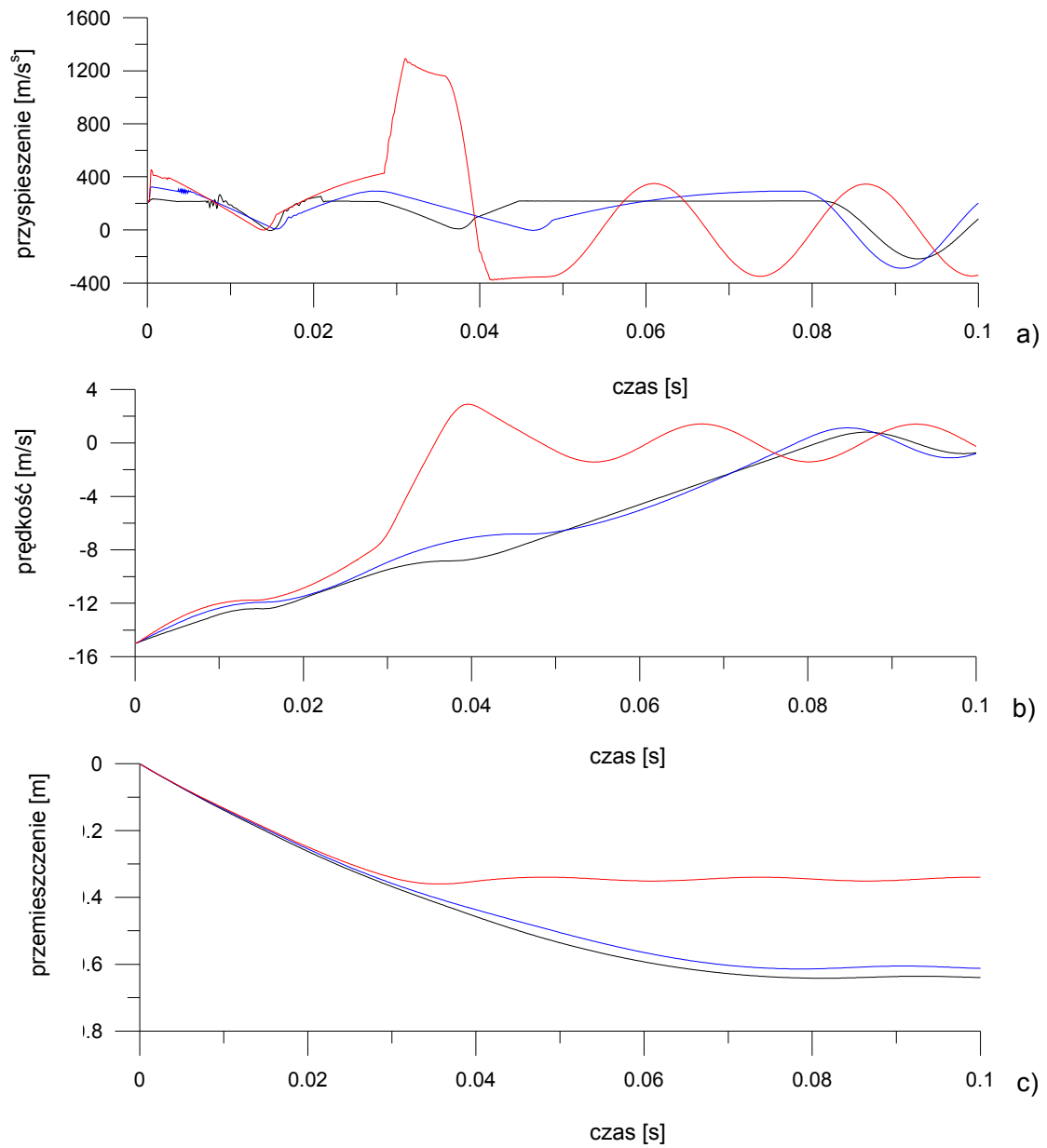
Zależność funkcji celu dla optymalnych parametrów semi-aktywnego sterowania układem zamieszczono na rys. 4.26. Wyniki te zostały porównane z odpowiedzią układu pasywnego ze stałymi granicami plastyczności $\sigma_1 = 800\text{MPa}$, $\sigma_2 = 750\text{MPa}$, który deformuje się w najbardziej energochłonnej sekwencji B.



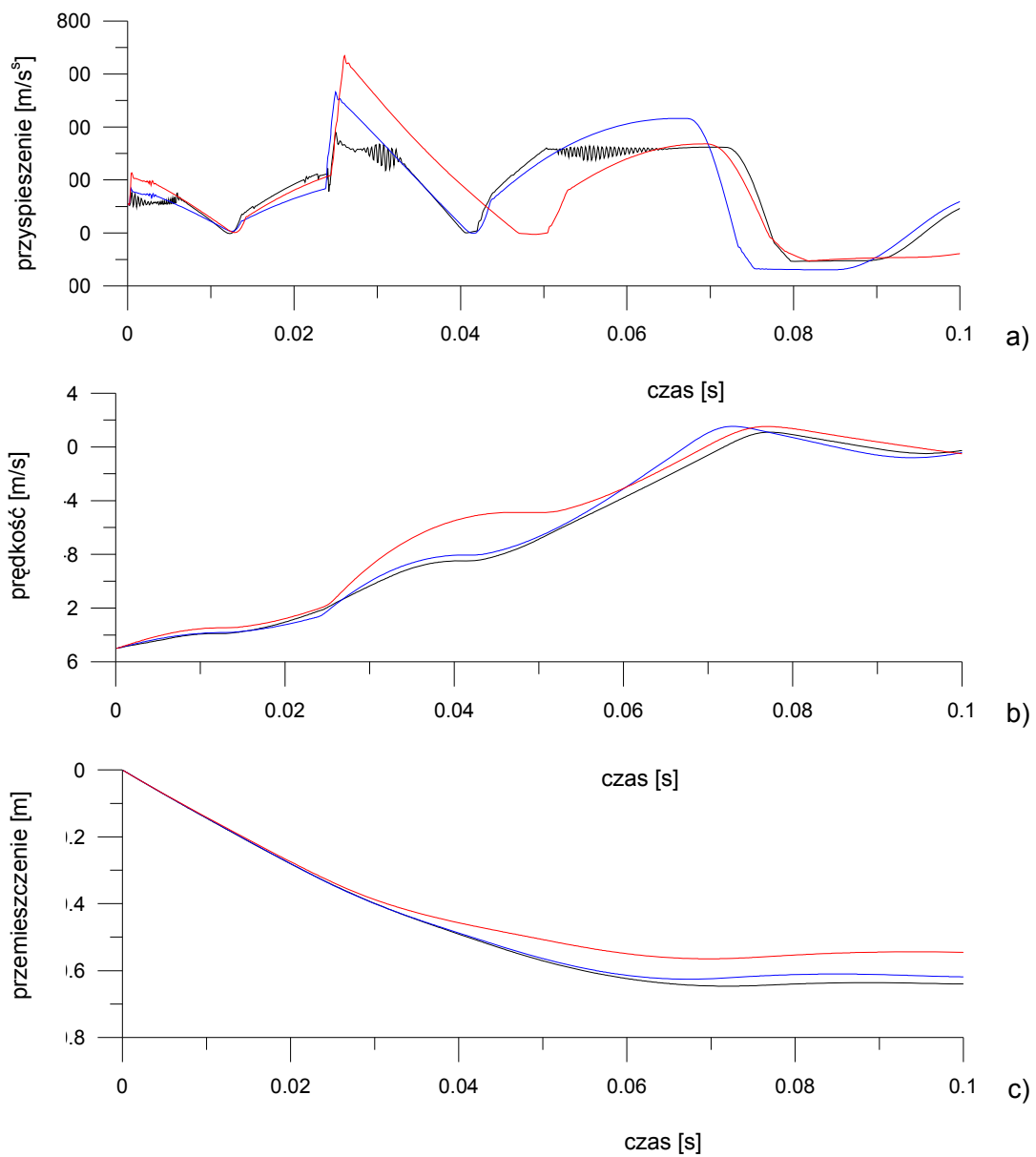
Rys. 4.26. Zmienność maksymalnego przyspieszenia obciążonego węzła struktury w funkcji obciążającej udarowo masy przy sterowaniu semi-aktywnym (linia czarna) oraz dla układu pasywnego (linia czerwona)

W wyniku zastosowania sterowania semi-aktywnego możliwe jest ponad trzykrotne ograniczenie niekorzystnego oddziaływania obciążenia udarowego. Stosunek wartości funkcji celu dla układu adaptacyjnego do wartości uzyskiwanej w przypadku odpowiedzi pasywnej, zmniejsza się wraz ze wzrostem masy i zbliża się do jedności dla granicznej wartości 200kg. W tym przypadku odpowiedzi obydwu układów są do siebie zbliżone, a struktura harmonijkowa osiąga swoją maksymalną zdolność dyssypacji energii.

Dalszą redukcję poziomów niekorzystnych przyspieszeń można uzyskać dzięki zastosowaniu sterowania aktywnego. Porównanie przebiegów czasowych przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń obciążonego węzła, w przypadku granicznych wartości energii kinetycznych obciążenia udarowego (100kg i 200kg) przedstawiono na rys. 4.27 i 4.28. Na wykresach podano wyniki dla sterowania semi-aktywnego, aktywnego oraz pasywnej odpowiedzi konstrukcji.



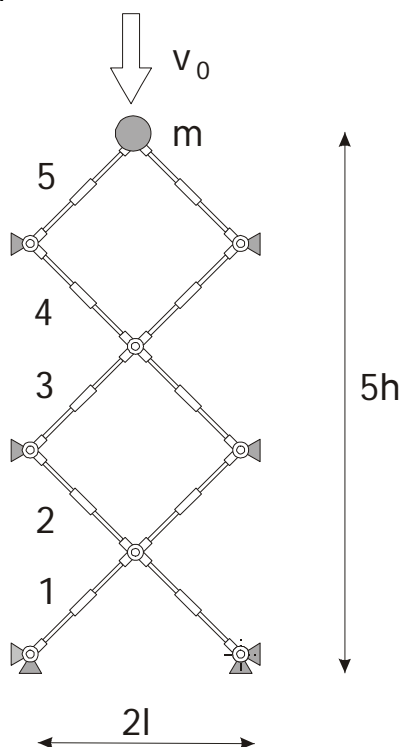
Rys. 4.27. Zachowanie obciążonego węzła struktury MFM w czasie uderzenia masą 100kg przy braku sterowania (linia czerwona), sterowaniu semi-aktywnym (linia niebieska) oraz aktywnym (linia czarna): a) przebieg przyspieszenia , b) przebieg prędkości, c) przebieg przemieszczeń



Rys. 4.28. Zachowanie obciążonego węzła struktury MFM w czasie uderzenia masą 200kg przy braku sterowania (linia czerwona), sterowaniu semi-aktywnym (linia niebieska) oraz aktywnym (linia czarna): a) przebieg przyspieszenia , b) przebieg prędkości, c) przebieg przemieszczeń

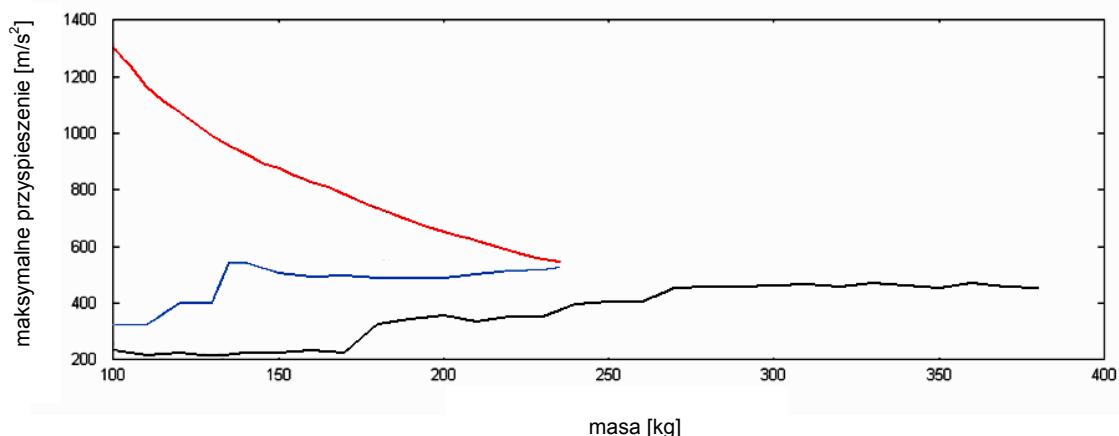
Otrzymane rezultaty pokazują, że w przypadku sterowania semi-aktywnego wyraźne jest znaczne ograniczenie poziomu niebezpiecznych przyspieszeń w stosunku do absorbera pasywnego. Zastosowanie sterowania aktywnego powoduje dalszy (20%-30%) spadek przyspieszeń oraz złagodzenie odpowiedzi układu.

W przypadku bardziej złożonych struktur absorpcyjnych należy się spodziewać dalszej, znacznej poprawy wyników w stosunku do rozwiązań pasywnych. Wniosek ten potwierdza przykład struktury harmonijkowej o pięciu strefach adaptacyjnych, przedstawionej na rys. 4.29.



Rys. 4.29. Struktura harmonijkowa MFM o pięciu strefach adaptacyjnych

W wyniku działania procedur wyznaczających optymalne sterowanie semi-aktywne uzyskane zostały wyniki przedstawione na rys. 4.30. Analizy przeprowadzone zostały dla parametrów przyjętych w przypadku podstawowej struktury sześćcioelementowej. Pozwoliło to na porównanie ze sobą wartości funkcji celu, którą stanowiło maksymalne przyspieszenie obciążonego dynamicznie węzła konstrukcji.



Rys. 4.30. Maksymalne przyspieszenie obciążonego węzła w funkcji obciążającej masy dla pasywnej (linia czerwona) i semi-aktywnej struktury o trzech strefach adaptacyjnych (linia niebieska) oraz semi-aktywnej struktury o pięciu strefach adaptacyjnych (linia czarna)

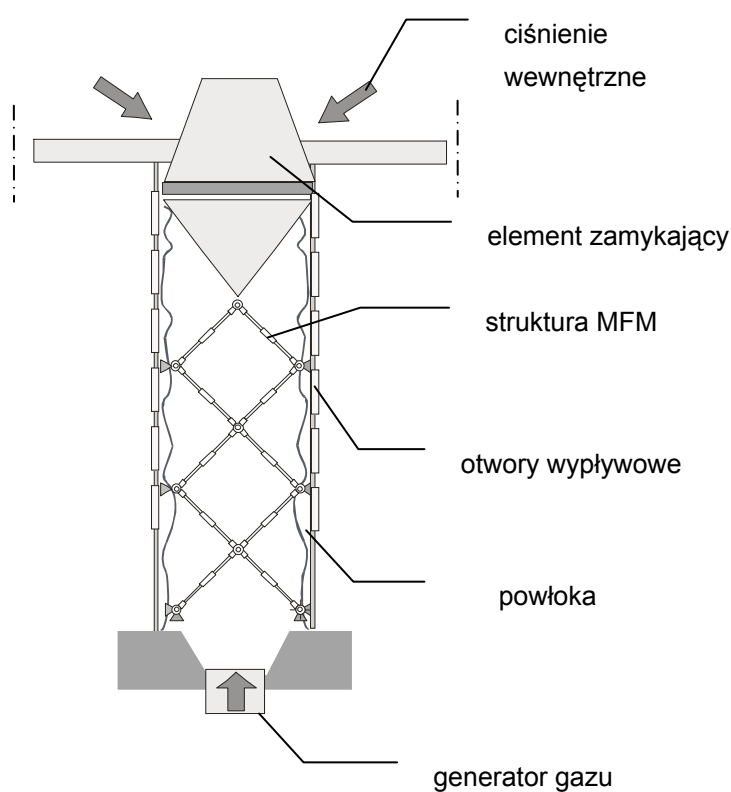
Nieznaczne zwiększenie liczby stref adaptacyjnych konstrukcji harmonijkowej pozwala w tym przypadku na prawie dwukrotne zwiększenie dopuszczalnego zakresu początkowej energii kinetycznej udaru. Ważne jest również dalsze, znaczące zmniejszenie wartości funkcji celu oraz zachowanie jej niskiego poziomu w szerokim spektrum obciążeń.

Przy zachowaniu symetrii i równomiernej dystrybucji obciążenia możliwe jest rozszerzenie przedstawionej koncepcji na układy dwu i trójwymiarowe.

4.5. Koncepcja adaptacyjnego zaworu pneumatycznego MFM

Koncepcja układu harmonijkowego może zostać zastosowana również poza układami przeznaczonymi do bezpośredniej dyssypacji energii obciążeń uderowych. W wielu przypadkach (np. sterowalnych poduszek gazowych) istnieje konieczność użycia zaworów gazowych o szybkim, kontrolowanym działaniu i dużej wydajności.

Schemat koncepcji tego typu zaworu został przedstawiony na rys. 4.31.

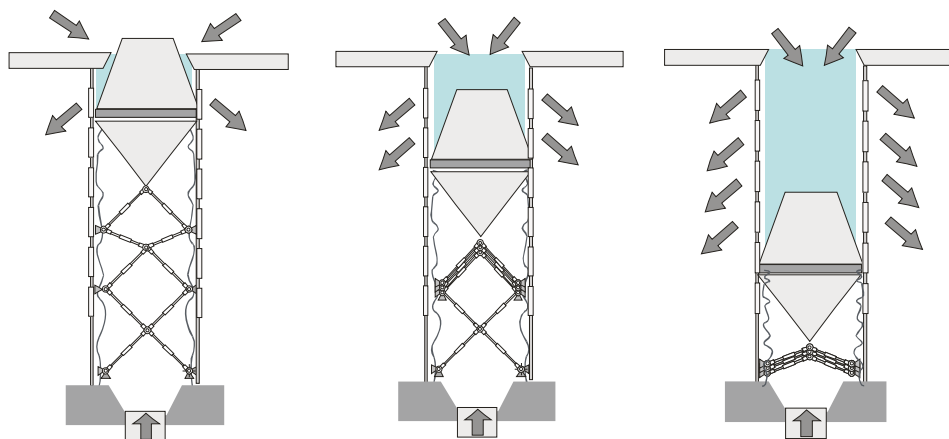


Rys. 4.31. Przykład adaptacyjnego zaworu wykorzystującego strukturę harmonijkową typu multifolding

W budowie zaworu wyróżniamy element zamykający, odpowiedzialny za zachowanie szczelności zaworu w stanie zamkniętym, otwory wypływowe znajdujące się w zewnętrznej obudowie zaworu, które początkowo są zamknięte wewnętrzną powłoką zaworu oraz generator gazu zapewniający ciśnienie niezbędne do zamknięcia wypływu

gazu. Główną częścią zaworu, pozwalającą na kontrolę jego zachowania jest struktura harmonijkowa typu multifolding.

Proces otwarcia zaworu przedstawia schematycznie rys. 4.32. W początkowo zamkniętym zaworze, wewnętrzne ciśnienie zbiornika gazu poprzez element zamykający obciąża strukturę MFM, która w tym stadium działania zaworu przyjmuje swoją najwyższą sztywność, przez co nie ulega deformacji.



Rys. 4.32. Przykład sekwencji otwierania adaptacyjnego zaworu wykorzystującego strukturę harmonijkową typu multifolding

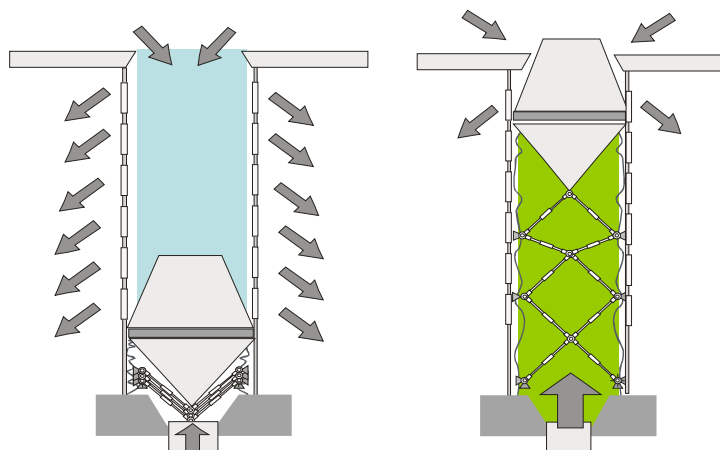
Otwarcie zaworu odbywa się poprzez przyjęcie niskich granic plastyczności w strefach adaptacyjnych struktury harmonijkowej, które zapewnią optymalną w danych warunkach sekwencję składania. Deformacja struktury powoduje przepływ gazu przez odpowiednią liczbę odsłoniętych otworów wypływowych w zewnętrznym płaszczu zaworu.

Stopień otwarcia zaworu może być ustalony poprzez jednokrotny wybór optymalnej, pełnej sekwencji deformacji struktury, lub też wypływ gazu może być zwiększany w trakcie procesu otwierania zaworu poprzez stosowanie zależnej od czasu sekwencji deformacji częściowych.

Dostosowanie budowy zaworu do założonych przepływów odbywa się poprzez odpowiedni dobór struktury harmonijkowej, a także kształtu, wielkości i liczby otworów wypływowych w zewnętrznym płaszczu.

Procedura zamykania adaptacyjnego zaworu została przedstawiona na rys. 4.33. W celu zamknięcia zaworu konieczne jest zastosowanie niewielkiego generatora gazu umieszczonego w podstawie zewnętrznej konstrukcji zaworu.

Pirotechniczne generatory tego typu stosowane są powszechnie np. w systemach samochodowych poduszek powietrznych i zapewniają pewną i szybką reakcję na sygnał sterujący. Proces napełniania wnętrza zaworu będzie dodatkowo przyspieszony przez jego niewielką objętość.

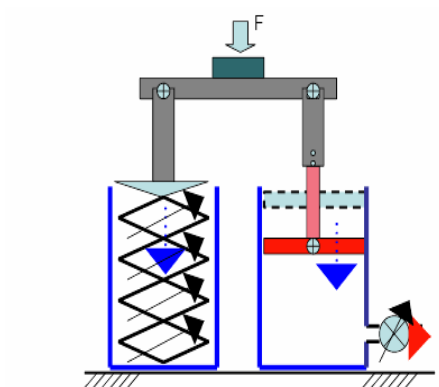


Rys. 4.33. Przykład zamykania adaptacyjnego zaworu wykorzystującego strukturę harmonijkową typu multifolding

Ciśnienie gazu wytworzonego przez generator oddziałuje na strukturę harmonijkową poprzez element zamykający zawór, dzięki zamknięciu otworów wylotowych elastyczną, deformowaną powłoką.

Sterowanie układem multifoldingowym może w tym przypadku ograniczyć się do zapewnienia jego maksymalnej podatności, zapewniającej szybkie i pełne zamknięcie zaworu lub też na doborze granic plastyczności w strefach adaptacyjnych, który pozwoli na zatrzymanie odwrotnej sekwencji deformacji w odpowiednich pozycjach.

Koncepcja układu absorpcji udaru z zaworem wykorzystującym strukturę MFM powstała w wyniku mojej współpracy z Uniwersytetem w Hiroshimie i została w 2008r zgłoszona we wniosku patentowym: High-performance impact absorbing system equipped with the damping valve (HPV) based on MFM's concept (w języku japońskim). Jeden ze schematów układu przedstawionego we wniosku patentowym przedstawiono na rys. 4.34.



Rys. 4.33. Schemat układu przedstawionego we wniosku patentowym

Implementacja systemów adaptacyjnej absorpcji energii obciążeń uderowych

5.1. Układy sterowania w czasie rzeczywistym

W przypadku układów sterowania w systemach adaptacyjnej dyssypacji energii obciążeń uderowych, niezwykle ważnym problemem staje się zapewnienie szybkiej i pewnej czasowej odpowiedzi sterownika. W tym celu stosowane są systemy i układy działające w czasie rzeczywistym (tzw. hard real-time).

Definicja działania w czasie rzeczywistym jest zależna od skali czasowej procesu, który podlega sterowaniu. W przypadku najczęściej występujących obciążeń uderowych, których czas trwania jest krótszy od 1s możemy założyć, że uzyskanie odpowiedzi na zmianę sygnału sterującego w układzie sterownik – wzmacniacz - aktyuator na poziomie pojedynczych milisekund pozwala na kontrolowanie przebiegu procesu dyssypacji energii.

Głównym ograniczeniem czasu reakcji systemu adaptacyjnej dyssypacji energii jest przeważnie dynamika jego części wykonawczej opartej najczęściej na aktyuatorach wykonanych z materiałów funkcjonalnych.

Zastosowanie aktywnych elementów wykorzystujących materiały piezoelektryczne (zazwyczaj w postaci warstwowych stosów cienkich płytek), materiały o gigantycznej magnetostrykcji (np. Terfenol-D) lub ciecze magnetoreologiczne pozwala na osiągnięcie wymaganych czasów odpowiedzi przy zastosowaniu niskich oraz średnich napięć i prądów sterujących.

W przypadku materiałów reagujących na pole magnetyczne znaczną poprawę czasów reakcji układu przynosi stosowanie sterowania prądowego i tzw. techniki „overshooting” polegającej na kontrolowanym, chwilowym zwiększaniu napięcia kierowanego do obwodu cewki i jego zmianie na napięcie odpowiadające stanowi ustalonemu po osiągnięciu żądanej wartości prądu w obwodzie elektrycznym.

Część wykonawcza układu powiązana jest zazwyczaj z układem kontrolno-pomiarowym. Wymagania związane z czasem reakcji tej części systemu są jeszcze wyższe niż w poprzednim przypadku, jednak dzięki rozwojowi elektroniki (zwłaszcza cyfrowej), możliwe jest osiągnięcie założonych parametrów.

Z punktu widzenia architektury układów sterowania wykorzystywanych w pracach eksperymentalnych prowadzonych przez autora, można wprowadzić ich podział na:

- układy wykorzystujące operacyjne systemy czasu rzeczywistego,
- układy typu wbudowanego (ang. „embedded”).

Obecnie istnieje wiele systemów operacyjnych dostępnych dla różnych platform sprzętowych, jak np. x86., SPARC czy ARM. Wśród nich wymienić można systemy operacyjne takie jak QNX, RTLinux, RTAI.

Zaletą stosowania systemów operacyjnych czasu rzeczywistego jest łatwość i szybkość tworzenia bardziej złożonych programów sterujących, jednak zazwyczaj nie pozwalają one na osiągnięcie poziomu kontroli i czasów reakcji spotykanych w systemach wbudowanych.

Układy sterowania typu wbudowanego charakteryzują się zastosowaniem w ich budowie układów mikroprocesorowych lub FPGA (ang. field programmable gate array).

Obecnie dostępna jest szeroka gama 8, 16 i 32-bitowych układów mikroprocesorowych o różnych architekturach wewnętrznych i stopniu specjalizacji.

W układach sterujących najczęściej spotykane są mikroprocesory jednoukładowe posiadające dużą liczbę układów peryferyjnych służących do komunikacji z pozostałymi elementami systemu sterującego np.: magistrale komunikacyjne SPI, I2C, CAN, UART, obsługa protokołu Ethernet, przetworniki analogowo-cyfrowe i cyfrowo-analogowe, cyfrowe porty wejścia/wyjścia.

W przypadku zastosowań wymagających szybkiej analizy sygnałów stosowane są specjalizowane układy typu DSP (ang. digital signal processing), których wewnętrzna budowa pozwala na wysokowydajne wykonywanie operacji matematycznych, wykorzystywanych w cyfrowych filtrach i algorytmach przetwarzania np. obrazu lub dźwięku.

Wydajność i częstotliwość pracy (sięgająca 1GHZ) współczesnych mikrokontrolerów pozwalają na używanie w nich systemów operacyjnych czasu rzeczywistego, jednak zachowanie algorytmu sterującego w tym przypadku będzie mniej deterministyczne w

porównaniu z jego implementacją na niskim poziomie, np. w kodzie maszynowym procesora lub poprzez tzw. cross-compile – kompilację z języka wysokiego poziomu wykonaną na maszynie o innej architekturze (np. x86).

Układy typu FPGA są matrycami złożonymi z bramek logicznych, których połączenia konfigurowane są w procesie programowania układu. Liczba bramek zależna jest od rodzaju układu i waha się od kilkudziesięciu tysięcy do kilku milionów.

Zapis schematu połączeń logicznych zakodowanych w języku VHDL może być wykonywany wielokrotnie lub w sposób trwały (w określonych typach układów).

Zastosowanie układów FPGA pozwala na szybkie, równoległe przetwarzanie danych w postaci cyfrowej w czasie rzeczywistym, jednak wiąże się również z koniecznością wprowadzenia dodatkowych układów stanowiących interfejs dla analogowej części systemu.

W przypadkach szczególnych (np. zastosowania w technologii wojskowej lub produkcji w dużej skali) możliwa jest budowa układów ASIC (ang. application specific integrated circuit) przeznaczonych do konkretnego zastosowania i optymalizowanych pod jego kątem. Wprowadzenie tego rodzaju rozwiązania wiąże się jednak z wysokimi kosztami i długim czasem budowy układu.

W badaniach autora, związanych z implementacją systemów adaptacyjnej absorpcji energii obciążeń udarowych, opracowane zostały układy sterowania wykorzystujące system operacyjny czasu rzeczywistego oraz mikroprocesory jednocukładowe.

Pierwszy układ sterowania i rejestracji danych oparty jest na zastosowaniu komputera PC z systemem czasu rzeczywistego RTAI [44], środowiska programistycznego COMEDI [45] oraz wielofunkcyjnej karty akwizycji danych typu NI6052E firmy National Instruments.

System RTAI wykorzystuje standardowe jądro systemu LINUX, tworząc dodatkową warstwę systemu pomiędzy jądrem a warstwą sprzętową – tzw. „hardware abstraction layer”. Instalacja systemu RTAI wymaga przeprowadzenia kompilacji i instalacji zmodyfikowanego jądra systemu, wprowadzającej m.in. nowy schemat kolejkiwania procesów systemu (ang. scheduler). Precyzyjne odmierzenie czasu możliwe jest poprzez użycie znacznika czasu procesora (TSC) zamiast układu zegarowego.

COMEDI jest interfejsem programistycznym służącym do implementacji oprogramowania służącego akwizycji danych przy pomocy wielu rodzajów uniwersalnych kart sprzętowych dostępnych dla komputerów klasy PC.

Opracowane autorskie oprogramowanie służące sterowaniu i akwizycji sygnałów powstało w języku programowania C i zostało oparte na programistycznym interfejsie systemu RTAI oraz COMEDI.

System akwizycji umożliwia rejestrację sygnałów analogowych z ośmiu kanałów wejściowych przy rozdzielczości 16 bitów. Maksymalna częstotliwość próbkowania wynosi 1MHz przy wykorzystaniu jednego kanału wejściowego.

W trybie sterowania w czasie rzeczywistym, minimalnym czasem reakcji układu, jaki udało się osiągnąć w trakcie testów dla algorytmu obejmującego akwizycję referencyjnego sygnału analogowego, jego proste przetworzenie oraz wygenerowanie analogowego sygnału sterującego, była wartość około 25 μ s. Uzyskiwane odchylenia czasowe w realizacji zadań typu hard real-time dla komputera osobistego w architekturze x86 wynosiły około 8 μ s.

Drugi rodzaj opracowanych przez autora systemów sterujących oparty został na jednokładowym mikokontrolerze typu ATmega32 produkowanym przez firmę Atmel. Jest to 8-bitowa jednostka typu RISC o zredukowanej liczbie instrukcji procesora, dzięki czemu większość z nich wykonywana jest w jednym cyklu taktowania jednostki.

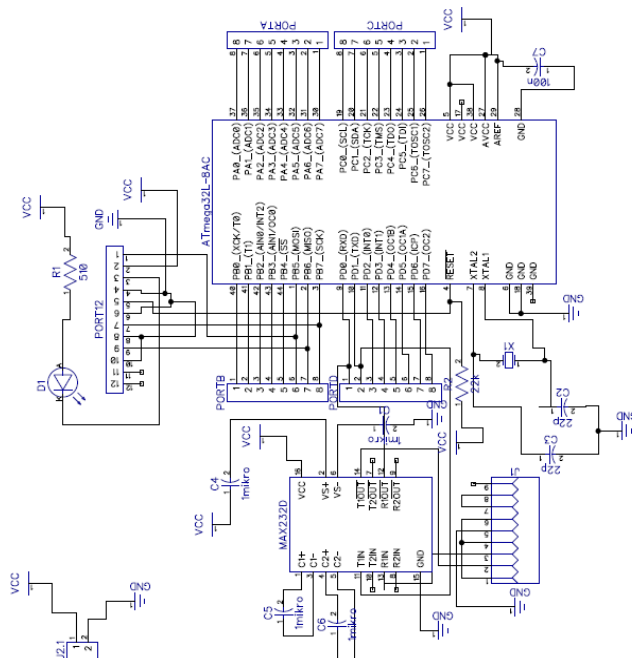
Kontroler ATmega32 posiada cztery porty posiadające w sumie 32 wyjścia, które mogą służyć jako wejścia lub wyjścia cyfrowe ogólnego przeznaczenia lub też po odpowiedniej konfiguracji przyjmować funkcje specjalistyczne, takie jak np. obsługa interfejsów komunikacyjnych UART i SPI czy funkcja 10-bitowego przetwornika analogowo-cyfrowego [46].

W opracowanym układzie przyjęto, zależnie od konfiguracji, taktowanie kontrolera zewnętrznym zegarem o częstotliwości pracy 16 lub 20MHz. Wymiana danych i kontrola układów peryferyjnych odbywała się poprzez interfejs SPI, który pozwala na szeregową transmisję danych z maksymalną częstotliwością równą połowie częstotliwości taktowania procesora.

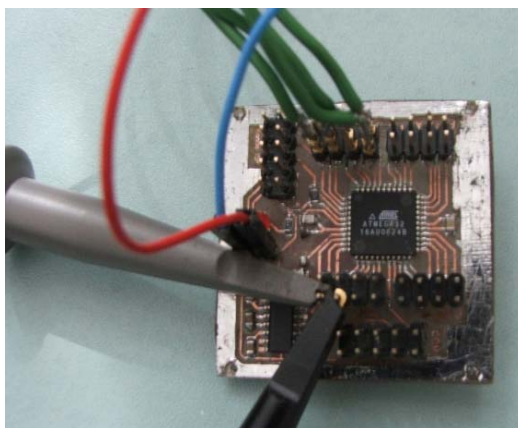
Jako dodatkowy interfejs komunikacyjny wykorzystany został protokół UART, którego sygnały dopasowane zostały do poziomów napięć standardu RS-232.

W systemie wykorzystane zostały również opracowane indywidualne impulsowe układy zasilania pozwalające na konwersję poziomów napięć stałych, dodatkowe układy przetworników cyfrowo-analogowych i analogowo-cyfrowych oraz część analogowego przetwarzania sygnału obejmująca układy wzmacniające i filtrujące.

Przykładowe schematy połączeń podstawowego modułu kontrolera oraz widok jednej z prototypowych wersji tego modułu przedstawiono na rys. 5.1.i 5.2.



Rys. 5.1. Przykładowy schemat połączeń elektronicznej części układu sterującego z mikrokontrolerem typu ATmega32



Rys. 5.2. Widok ogólny wykonanego modułu układu sterującego z mikrokontrolerem typu ATmega32

Przedstawione powyżej układy sterowania w czasie rzeczywistym zostały wykorzystane w opracowanym w ramach programu ADLAND systemie adaptacyjnego podwozia lotniczego oraz w modelu adaptacyjnej struktury harmonijkowej.

5.2. Systemy adaptacyjnej absorpcji energii w strukturach harmonijkowych

Przedstawione w czwartym rozdziale pracy struktury harmonijkowe typu multifolding pozwalają na uzyskanie silnego, synergistycznego efektu absorpcji energii obciążeń uderowych poprzez wybór odpowiedniej sekwencji deformacji struktury, związanej z odpowiednio dobranymi granicami plastyczności w jej strefach adaptacyjnych.

Jest to efekt kluczowy dla prawidłowego działania struktur MFM, który został zbadany na przedstawionych w pracy modelach numerycznych. Kolejnym ważnym krokiem w prowadzonych badaniach było przeprowadzenie podstawowych prac eksperymentalnych związanych z zachowaniem układów harmonijkowych.

W celu eksperymentalnego zweryfikowania koncepcji multifoldingu zostało opracowane przez autora i zbudowane stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiono na rys. 5.3.

Badaniom poddano podstawową strukturę harmonijkową MFM, składającą się z sześciu elementów. Konstrukcja stanowiska pozwalała na przemieszczenie jej węzłów w kierunku działania obciążenia, które przykładane jest przy pomocy siłownika hydraulicznego w szczytowym węźle struktury. Układ sterowania wymuszeniem pozwala na przesuw tłoczyska siłownika ze stałą prędkością ruchu, nie przekraczającą 2m/s.

Wszystkie elementy oraz obciążany węzeł zostały wyposażone w piezoelektryczne czujniki siły. Rejestracji podlegają też przemieszczenia ruchomych węzłów struktury.

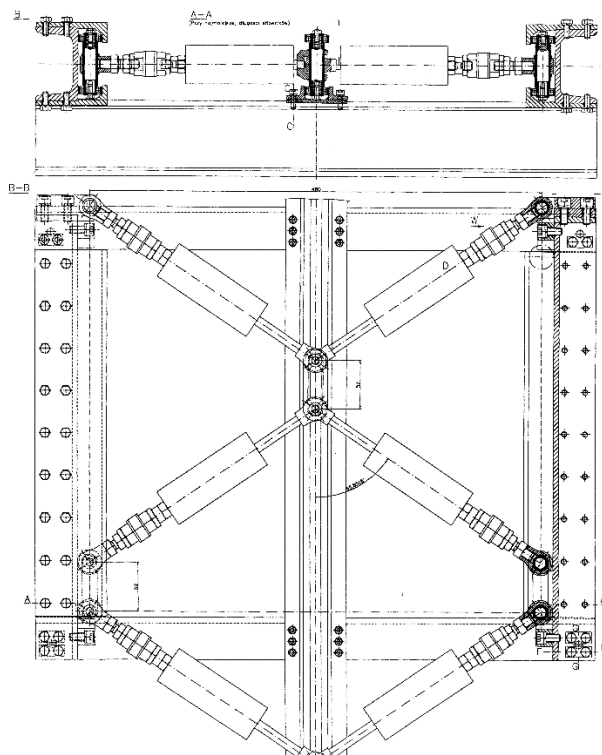
W celu zapewnienia sterownia strukturą, wykorzystane zostały tłumiki typu Lord RD-1005-3, oparte na cieczach magnetoreologicznych. Schemat budowy tłumika RD 1005-3 został przedstawiony na rys. 5.4.

Tłumik ma średnicę 4.1cm. Zawór magneto-reologiczny i związana z nim cewka magnetyczna jest całkowicie związana z tłokiem. Maksymalne, ciągłe napięcie wejściowe wynosi 5V i powoduje ono powstanie prądu sterującego o natężeniu 1 A. W przypadku krótkich impulsów prądowych możliwe jest przekroczenie powyższych wartości.

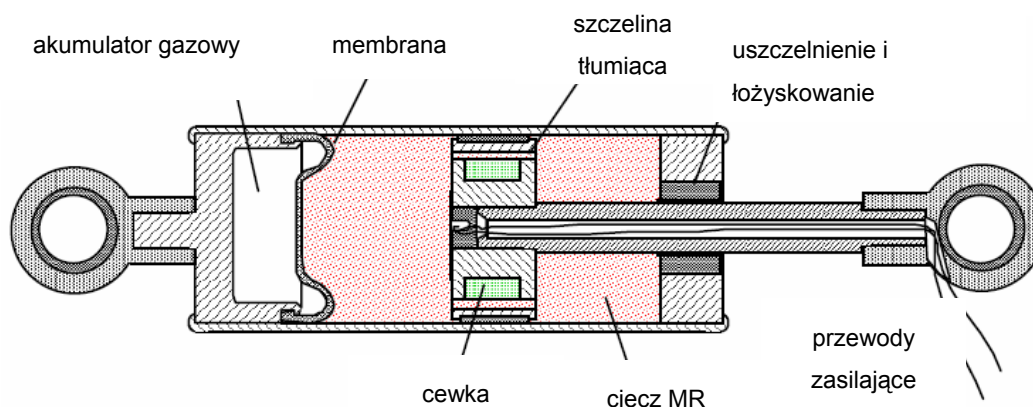
Tłumik zawiera ok. 70 cm³ cieczy MR, jednak ilość płynu aktywowana w zaworze magnetycznym wynosi tylko ok. 0.3 cm³. Zastosowanie akumulatora gazowego oddzielonego od głównej komory przy pomocy membrany powoduje powstawanie

wstępnej wypadkowej siły działającej na tłok i wywołującej powrót tłoczyska do pierwotnego położenia w maksymalnie wysuniętej pozycji.

Zastosowanie tego typu rozwiązania zapewniło szybkie sterowanie siłą we wszystkich elementach konstrukcji poprzez zmiany natężenia prądu elektrycznego w obwodach magnetycznych tłumików.



Rys. 5.3. Schemat stanowiska eksperymentalnego MFM – widok z góry i przekrój poprzeczny.



Rys. 5.4. Schemat budowy tłumika RD-1005

Na rys. 5.6. oraz 5.7. został przedstawiony widok ogólny stanowiska badawczego wraz z siłownikiem hydraulicznym używanym do wymuszenia deformacji struktury.

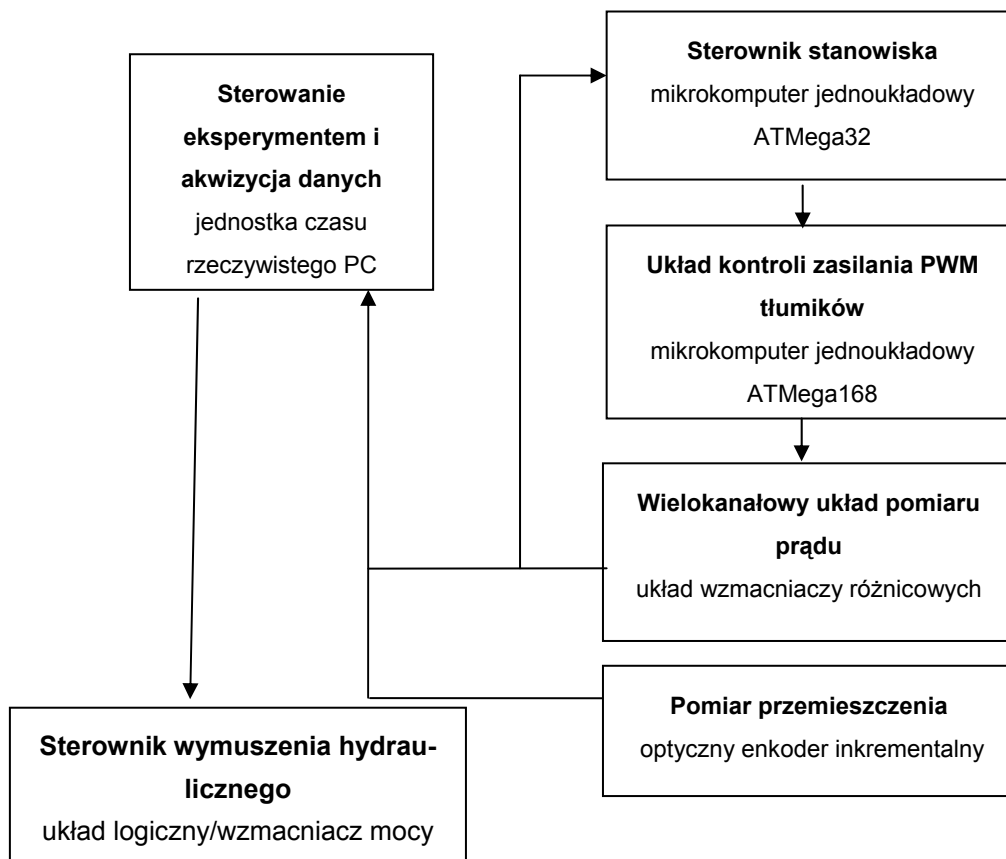


Rys. 5.6. Widok stanowiska eksperymentalnego do badań struktury MFM



Rys. 5.7. Widok siłownika hydraulicznego wraz z modelem struktury MFM

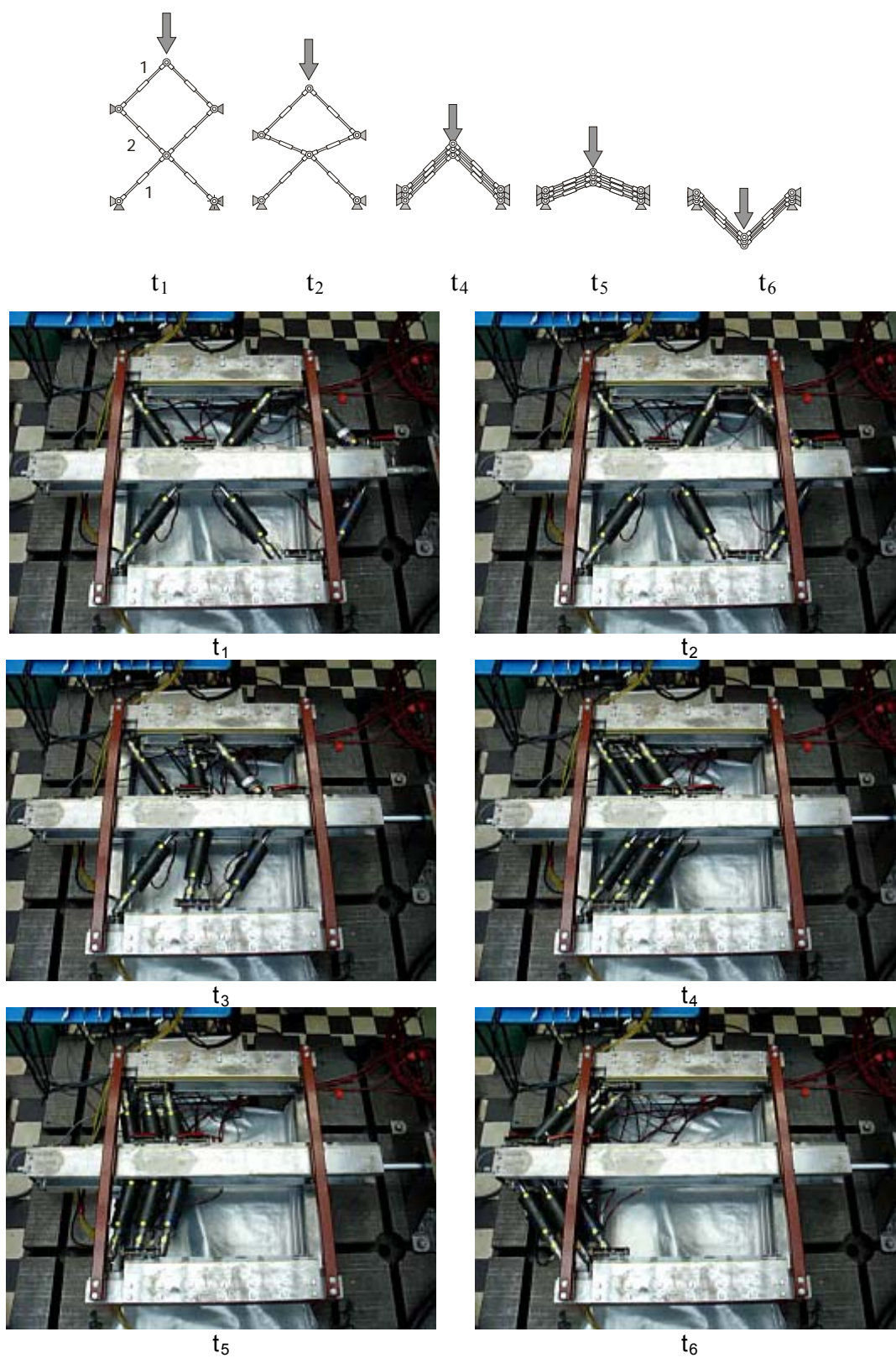
Jako system sterujący przyjęty został hybrydowy układ, którego schemat blokowy przedstawiono na rys. 5.8. Stanowi on połączenie komputera PC wyposażonego w system czasu rzeczywistego oraz układów opartych na układach mikrokontrolerowych, które odpowiadają za sterowanie strukturą harmonijkową.



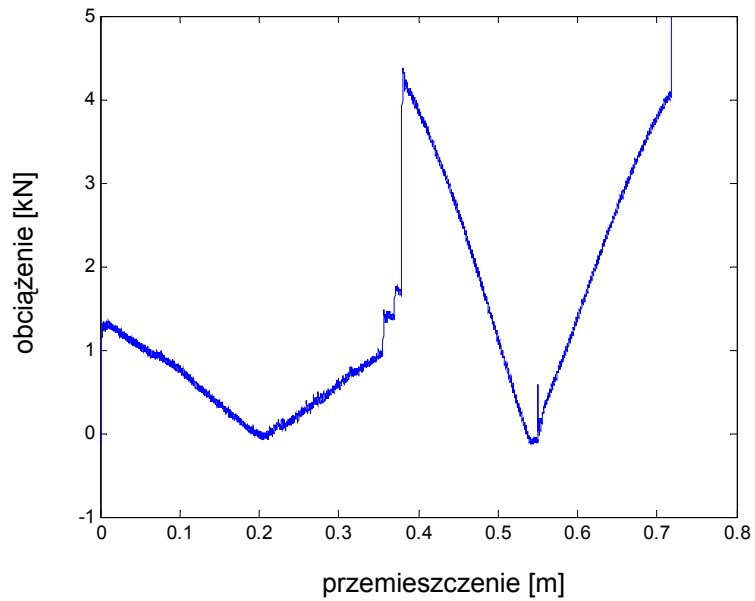
Rys. 5.8. Schemat systemu kontrolno-pomiarowego stanowiska eksperymentalnego

Uzyskane wyniki wykazały, że możliwe jest dostosowanie zachowania badanej konstrukcji MFM do charakterystyki dynamicznej działającego obciążenia. Poprzez odpowiedni dobór prądu sterującego w tłumikach magneto-reologicznych możliwe było uzyskanie podstawowych sekwencji składania B, C oraz D, przedstawionych w rozdziale czwartym.

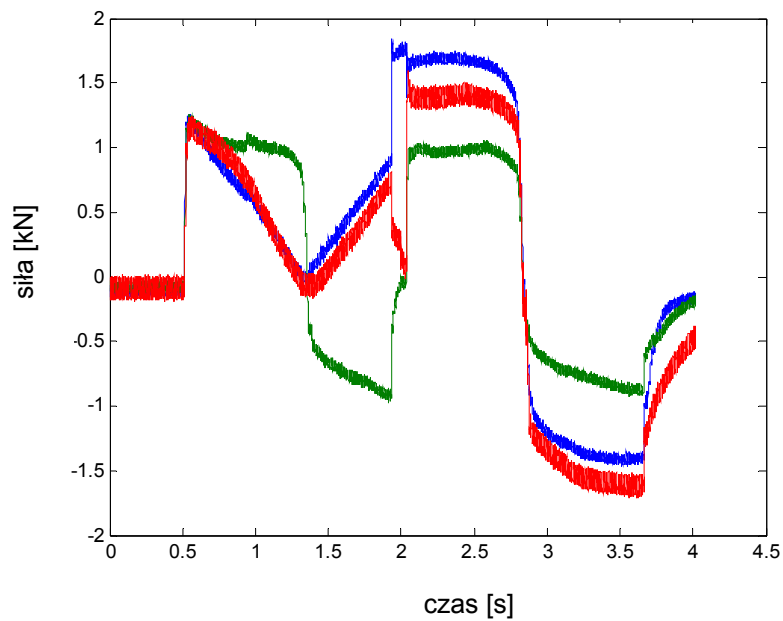
Na rys. 5.9, 5.12, 5.15 podane zostały kolejne odkształcone postacie struktury w wybranych chwilach czasowych t_1 - t_6 . Rysunki 5.10, 5.13 oraz 5.16 przedstawiają przebieg siły obciążającej górny węzeł konstrukcji w funkcji jego przemieszczenia, podczas gdy na rys. 5.11, 5.14, 5.17 podano zmienność w czasie sił występujących w czasie deformacji, w elementach kolejnych sekcji układu.



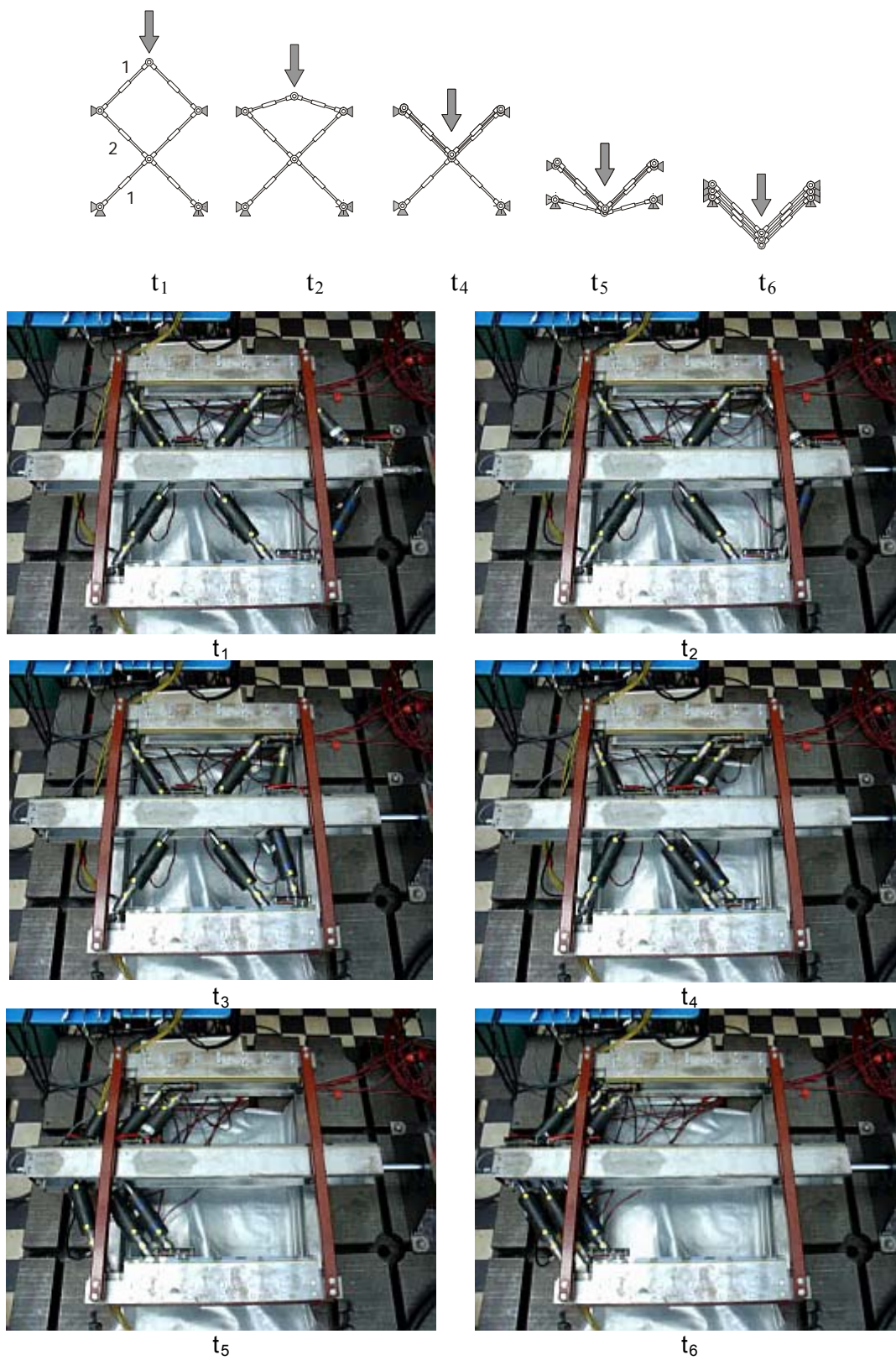
Rys. 5.9. Schemat deformacji sześćelementowej struktury MFM w modzie B



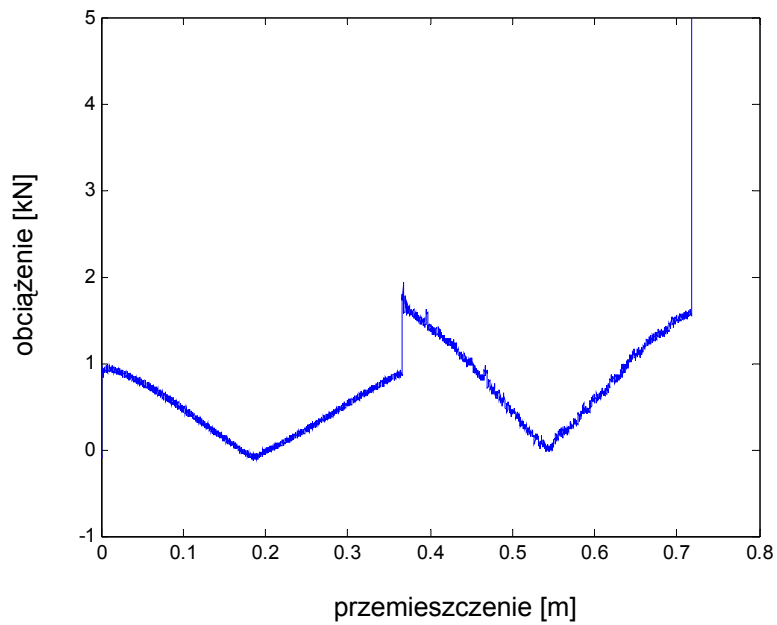
Rys. 5.10. Zależność siły obciążającej układ od przemieszczenia dla struktury MFM przy sekwencji składania B



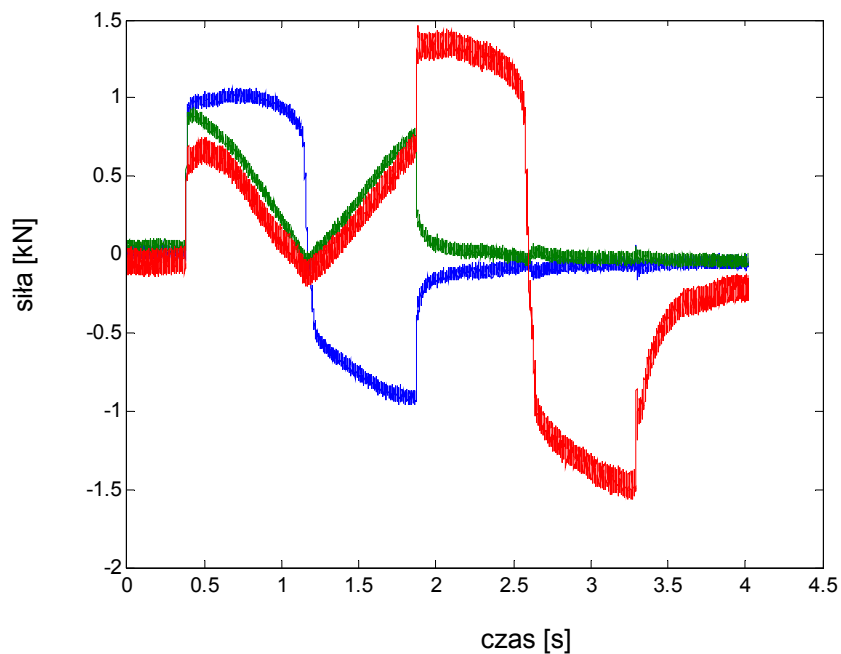
Rys. 5.11. Zmienność sił w funkcji czasu w elementach sekcji górnej (kolor niebieski), środkowej (kolor zielony) oraz dolnej (kolor czerwony) dla struktury MFM przy sekwencji składania B



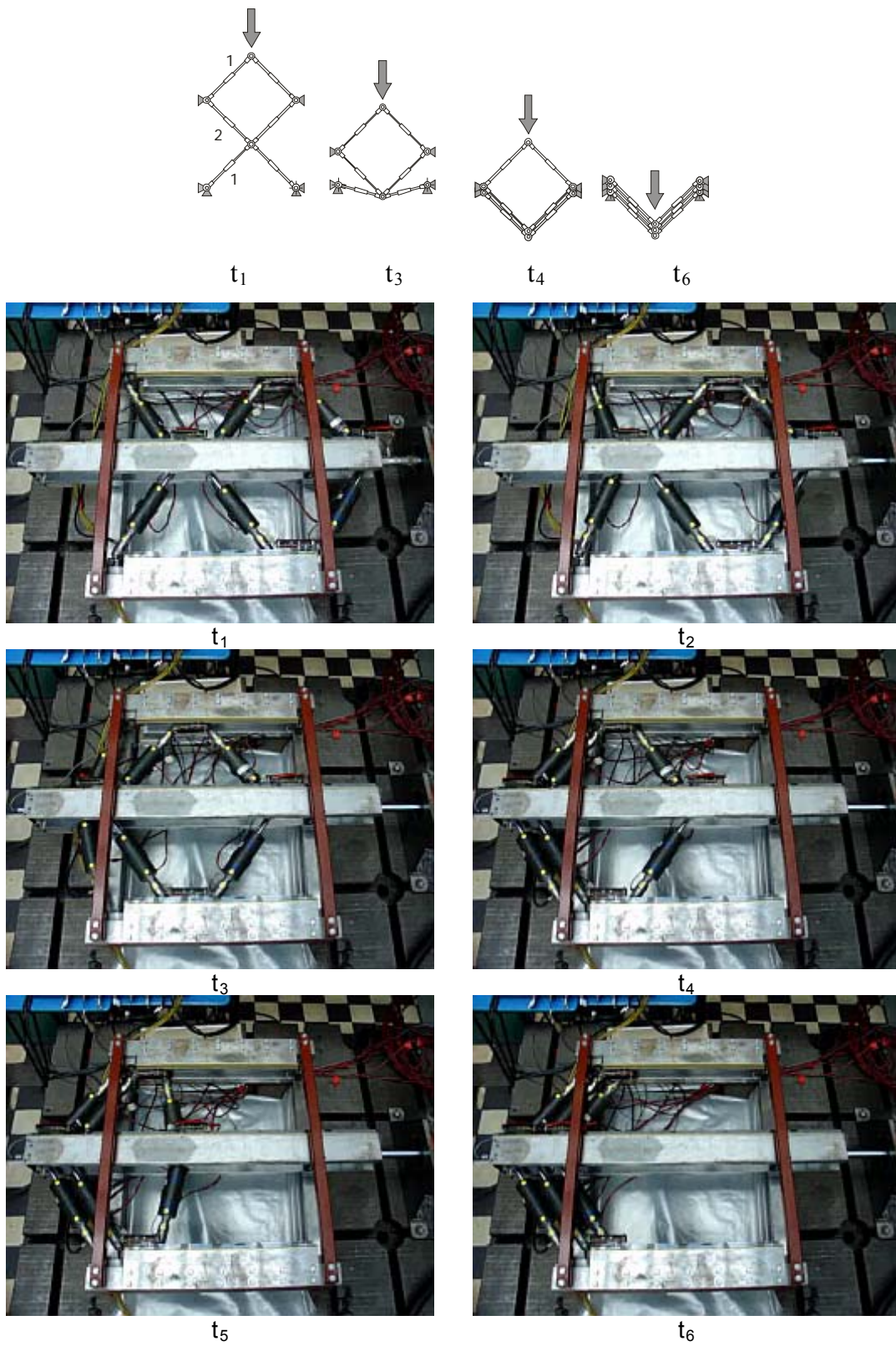
Rys. 5.12. Schemat deformacji sześcioelementowej struktury MFM w modzie C



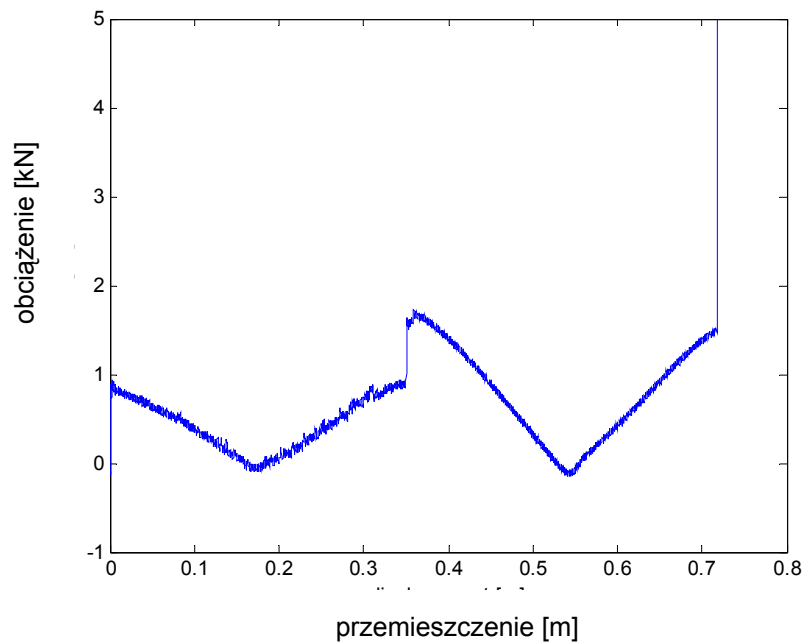
Rys. 5.13. Zależność siły obciążającej układ od przemieszczenia dla struktury MFM przy sekwencji składania C



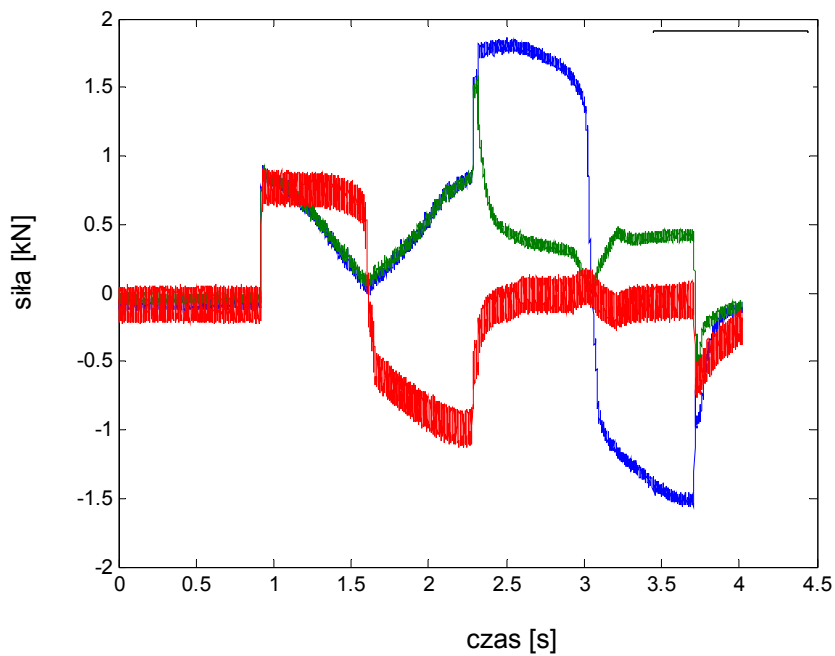
Rys. 5.14. Zmienność sił w funkcji czasu w elementach sekcji górnej (kolor niebieski), środkowej (kolor zielony) oraz dolnej (kolor czerwony) dla struktury MFM przy sekwencji składania C



Rys. 5.15. Schemat deformacji sześćoelementowej struktury MFM w modzie D

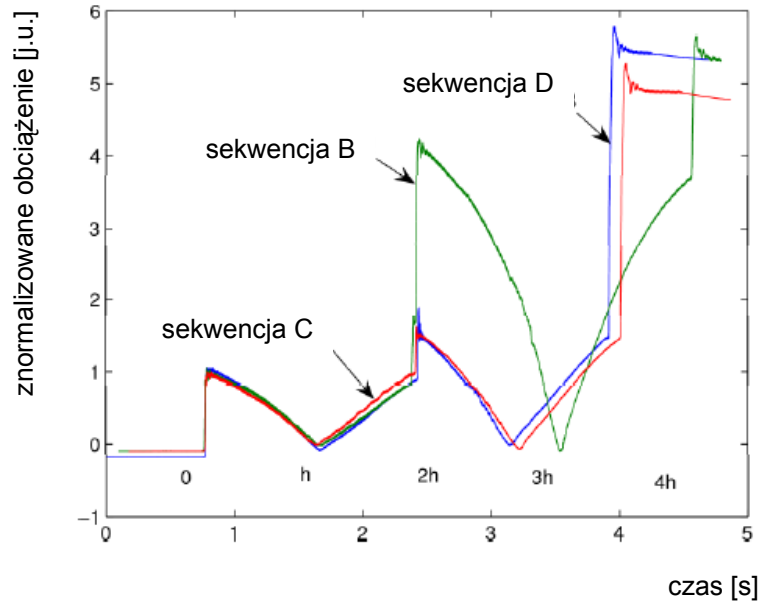


Rys. 5.16. Zależność siły obciążającej układ od przemieszczenia dla struktury MFM przy sekwencji składania D

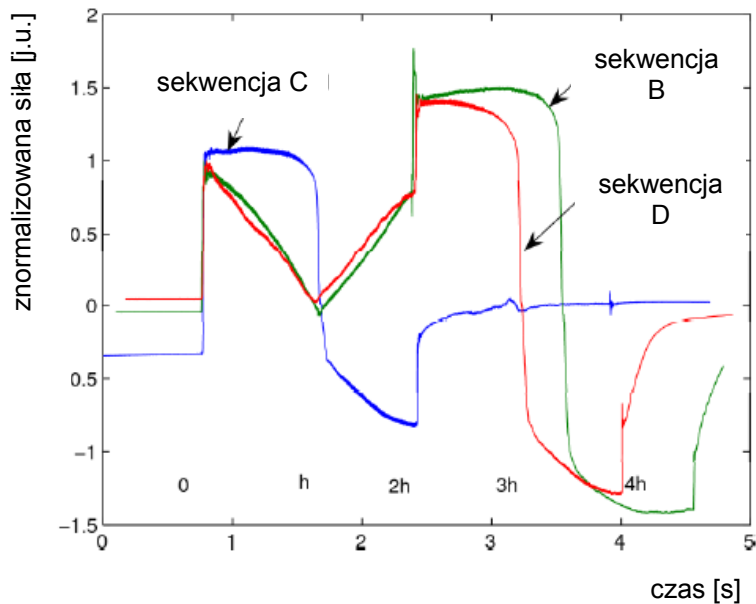


Rys. 5.17. Zmienność sił w funkcji czasu w elementach sekcji górnej (kolor niebieski), środkowej (kolor zielony) oraz dolnej (kolor czerwony) dla struktury MFM przy sekwencji składania D

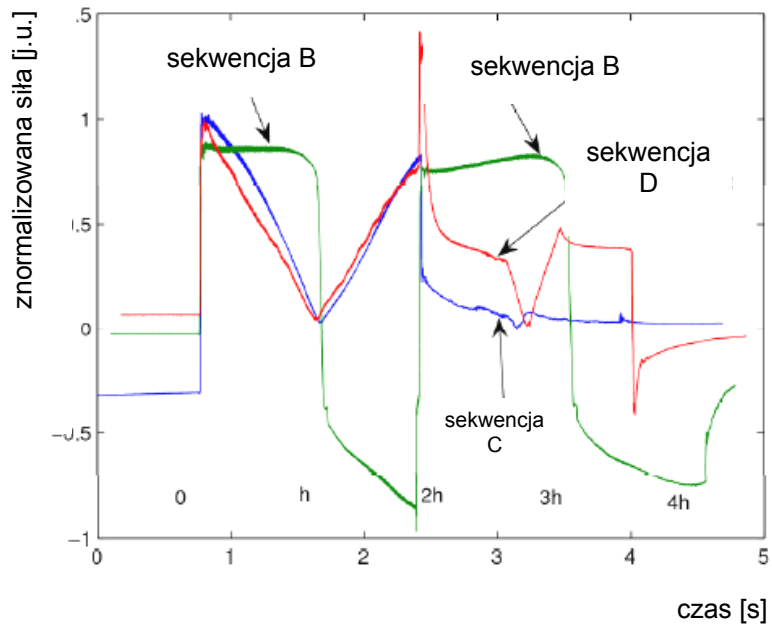
Na rys. 5.18-5.21 zostały przedstawione znormalizowane czasowe przebiegi zmienności obciążenia oraz sił, odpowiednio w elementach górnej, środkowej i dolnej sekcji struktury harmonijkowej.



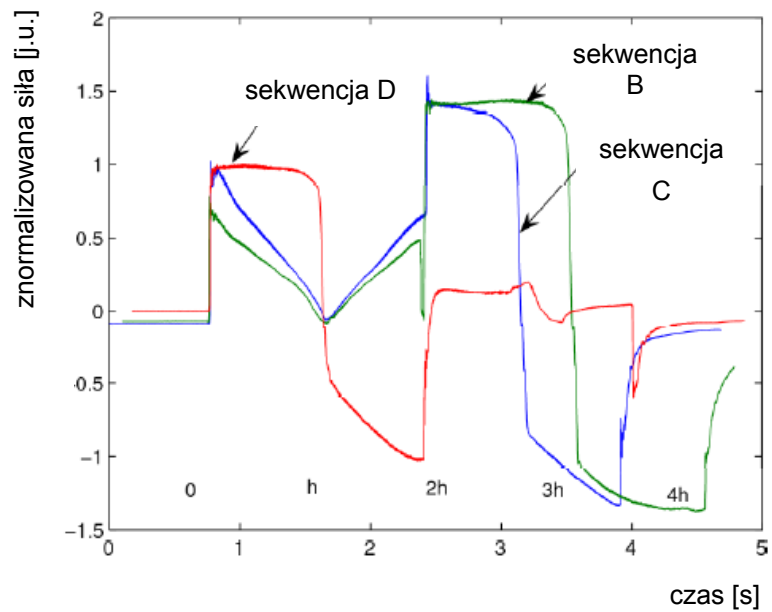
Rys. 5.18. Zmienność siły obciążenia w funkcji czasu dla przy kolejnych sekwencjach deformacji



Rys. 5.19. Zmienność sił w funkcji czasu dla elementów sekcji górnej struktury MFM przy kolejnych sekwencjach deformacji



Rys. 5.20. Zmienność sił w funkcji czasu dla elementów sekcji środkowej struktury MFM przy kolejnych sekwencjach deformacji



Rys. 5.21. Zmienność sił w funkcji czasu dla elementów sekcji dolnej struktury MFM przy kolejnych sekwencjach deformacji

Jak wynika z sekwencji deformacji struktury MFM w chwilach czasowych t_1-t_3 , przedstawionych na rys. 5.9, w modzie B deformacja rozpoczyna się od elementów sekcji środkowej. W kolejnej fazie odkształcenia następuje składanie się potrójnej warstwy elementów (chwile t_4-t_6), o podwyższonej wypadkowej granicy plastyczności. Skutkiem tego, jest wystąpienie wzrostu siły obciążającej układ w przebiegach czasowych przedstawionych na rys. 5.10 i 5.18.

Rys. 5.11 oraz 5.18-5.21 wykazują, że w sekwencji deformacji B energia dyssypowana jest w pierwszej fazie procesu w elementach strefy środkowej, a następnie we wszystkich trzech sekcjach struktury. Efekt ten prowadzi do jej najwyższej energochłonności.

W sekwencji C i D odkształcenie układu harmonijkowego rozpoczyna się odpowiednio w elementach strefy górnej i dolnej (chwile czasowe $t_1 - t_4$ na rys. 5.10 i 5.13). Elementy strefy środkowej przenoszą obciążenie układu nie podlegając dużym deformacjom, co widoczne jest na rys. 5.14 i 5.20.

Końcowa faza deformacji polega na złożeniu się ostatniej, nieodkształconej strefy konstrukcji, tj. dolnej w przypadku sekwencji C lub górnej dla sekwencji deformacji D.

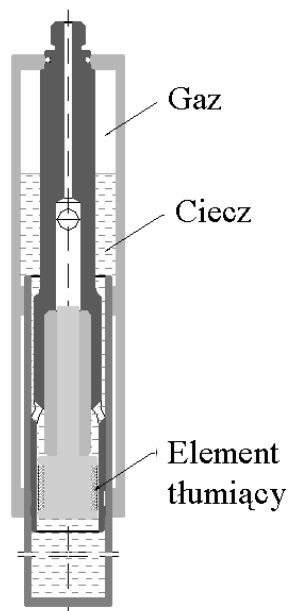
Na wykresach 5.13, 5.16 i 5.18 widoczny jest w tym przypadku łagodny przebieg siły obciążającej układ, z nieznacznym jej wzrostem związanym z różnicą sztywności pomiędzy sekcjami elementów. Jest ona niezbędna do wywołania odpowiedniej sekwencji deformacji struktury harmonijkowej.

Przedstawione powyżej rezultaty badań eksperymentalnych wykazują dobrą jakościową zgodność z przewidywaniami wynikającymi z analizy modeli numerycznych.

5.3. Identyfikacja obciążenia i sterowanie w adaptacyjnym podwoziu lotniczym

Zachowanie bezpieczeństwa podczas startu, a zwłaszcza lądowania samolotu w dużej mierze zależy od poprawnego działania podwozia lotniczego. Głównym elementem podwozia, który pochłania największą ilość energii kinetycznej związanej z momentem przyziemienia jest amortyzator.

Ze względu na efektywność działania oraz zdolność do dyssypacji dużych energii najbardziej rozpowszechnione są w lotnictwie amortyzatory olejowo-pneumatyczne. Przykładowe rozwiązanie klasycznego amortyzatora tego typu zostało przedstawione na rys. 5.22. Górna część amortyzatora połączona jest z kadłubem samolotu. W czasie przyziemienia pionowy ruch dolnego elementu amortyzatora – tłocyska, powoduje przepływ cieczy poprzez układ tłumiący, który stanowi zazwyczaj sztywne płytki z odpowiednio dobranymi otworami. Hydrauliczna siła tłumiąca wywoływana jest różnicą ciśnienia cieczy roboczej pomiędzy górną i dolną komorą amortyzatora. Sprężany gaz, który znajduje się w komorze górnej odpowiada za sprężyste zachowanie układu.



Rys.5.22. Schemat klasycznego, lotniczego amortyzatora olejowo-pneumatycznego

Zazwyczaj typowy lotniczy układ dyssypacyjny projektowany jest na obciążenie krytyczne, które znacząco przewyższa średnie obciążenie eksploatacyjne podwozia. W wyniku tego, w większości wypadków efektywność działania podwozia, wyrażona stosunkiem dyssypowanej energii do iloczynu maksymalnej siły i maksymalnego skoku uzyskanego w trakcie przyziemienia, odbiega od optymalnej.

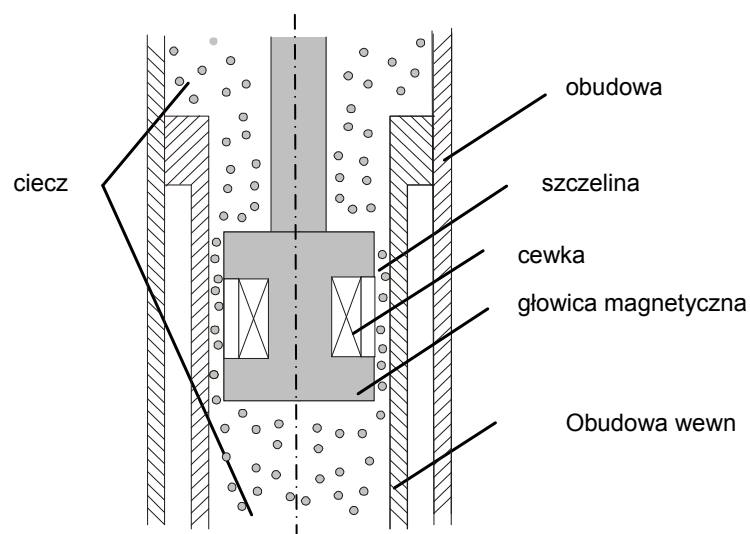
Wprowadzenie systemu adaptacyjnego, który będzie w stanie modelować charakterystykę dyssypacji po przeprowadzeniu diagnozowania energii kinetycznej związanej z prędkością przyziemienia, znacznie poprawia efektywność działania amortyzatora lotniczego, zwiększając niezawodność eksploatacyjną konstrukcji i bezpieczeństwo lotu.

Prace badawcze nad adaptacyjnym podwoziem lotniczym były celem europejskiego projektu ADLAND [7]. w którym jako polscy partnerzy uczestniczyli: IPPT PAN, Instytut Lotnictwa w Warszawie oraz PZL Mielec. Zakres badań prowadzonych w trakcie trwania projektu obejmował analizy teoretyczne, zaprojektowanie oraz wykonanie modeli podwozia, laboratoryjne próby doświadczalne oraz testy w locie przeprowadzone na samolocie M28 „Skytruck” produkowanym przez PZL Mielec.

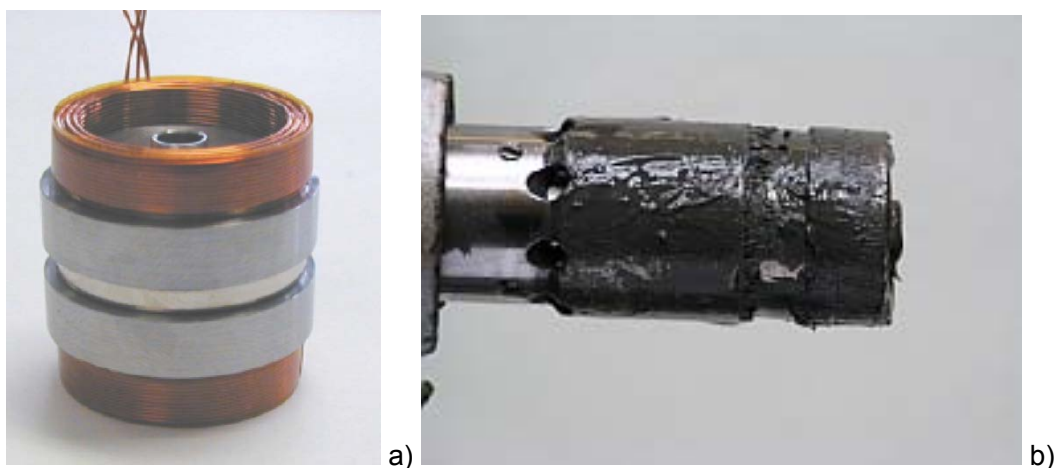
Autor pracy brał bezpośredni udział w opracowaniu układów sterowania podwoziem w czasie rzeczywistym oraz we wszystkich pracach eksperymentalnych związanych z określeniem optymalnych sygnałów sterujących w procesie dyssypacji energii udaru związanego z uderzeniem podwozia w trakcie przyziemienia.

W wyniku prac teoretycznych oraz koncepcyjno-technicznych typowy element tłumiący amortyzatora został zastąpiony w systemie adaptacyjnym przez układy wykorzystujące rozwiązania oparte na zastosowaniu cieczy magnetoreologicznych (MRF) oraz aktywatorów piezoelektrycznych.

Zastąpienie klasycznego układu tłumienia poprzez głowicę magnetyczną wraz z zastosowaniem cieczy magnetoreologicznej przepływającej przez wąskie szczeliny będące częścią obwodu magnetycznego, pozwala na uzyskanie efektu zmiennego tłumienia hydraulicznego sterowanego polem magnetycznym. Schematyczne rozwiązanie głowicy magnetycznej zostało przedstawione na rys. 5.23 natomiast na rys. 5.24 podano widok ogólny cewki obwodu magnetycznego i głowicy tłumiącej.



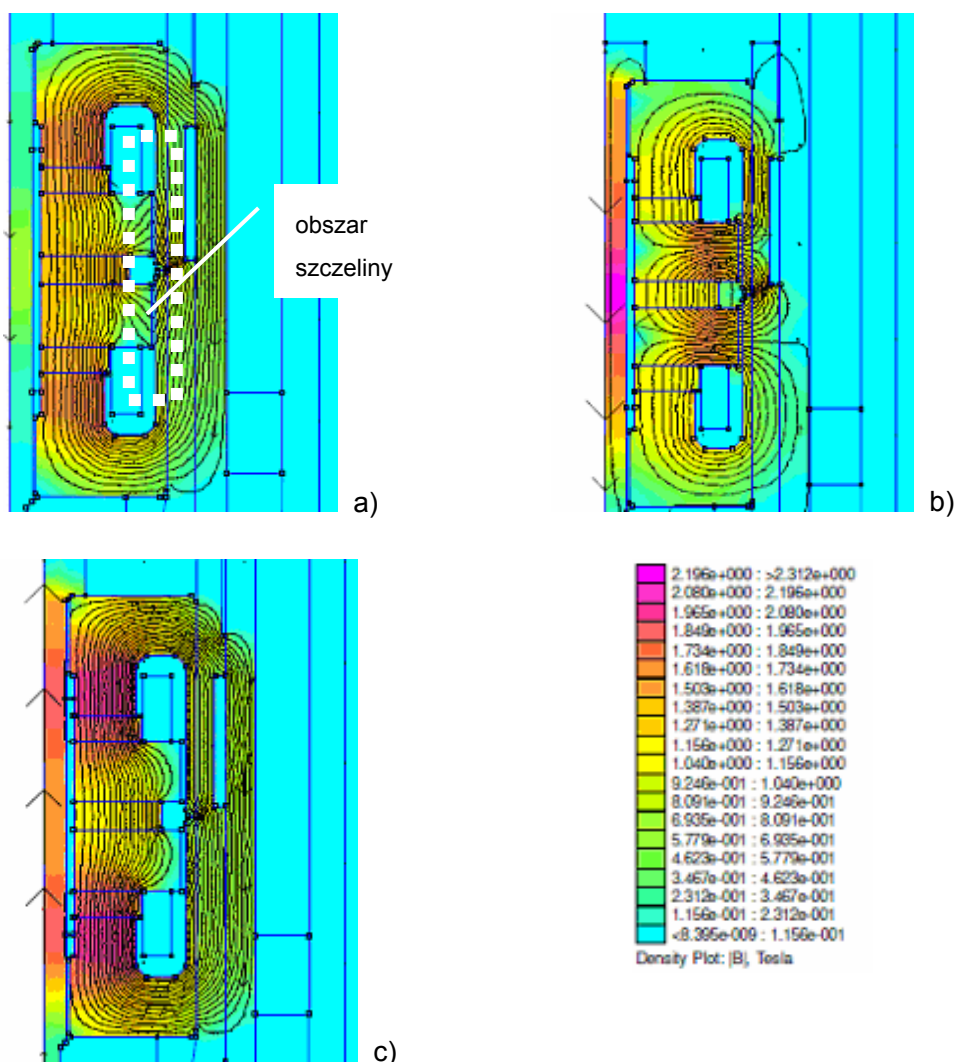
Rys.5.23. Schemat budowy adaptacyjnego tłumika magetoreologicznego



Rys.5.24. Widok ogólny: a) cewki obwodu magnetycznego b) głowicy tłumiącej (nurnika)

Zmiana rozkładu pola magnetycznego w obszarze szczeliny powoduje zmianę własności lepko-plastycznych cieczy magnetoreologicznej, co decyduje o zmianie własności dynamicznych absorbera.

Dla oceny możliwości sterowania obwodem magnetycznym w adaptacyjnych systemach dyssypacji obciążeń uderowych przeprowadzono analizę numeryczną rozkładu pola magnetycznego. Przykładowy rozkład pola indukcji magnetycznej w głowicy magnetycznej absorbera oraz wykres jego zmienności wzdłuż szczeliny tłumiącej podano na rys. 5.25.

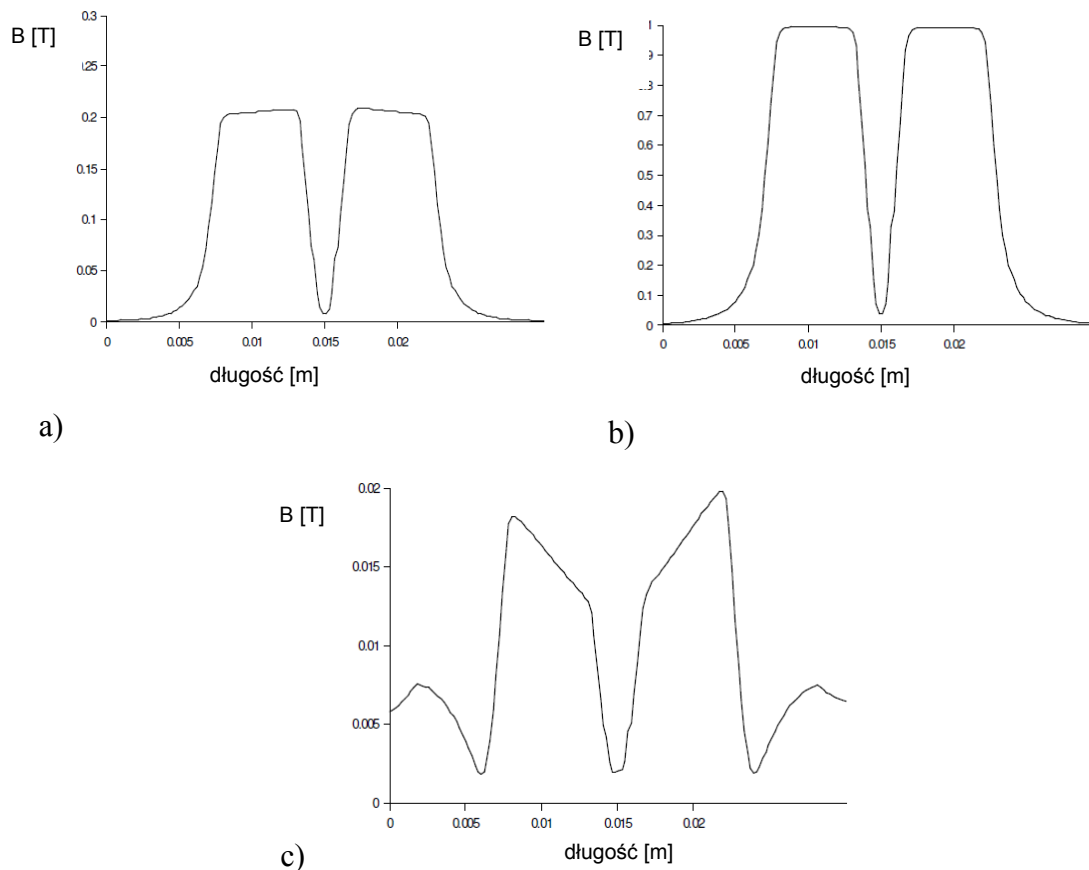


Rys. 5.25. Rozkład pola indukcji magnetycznej B [T] w obwodzie magnetycznym absorbera: a) zerowy prąd w cewce b) prąd maksymalizujący pole magnetyczne (-2,5A) c) prąd minimalizujący pole magnetyczne (2,5A)

Pole w obwodzie magnetycznym wytworzone jest poprzez układ dwóch cewek i stałego magnesu, który zapewnia bezpieczny poziom tłumienia absorbera przy braku zasilania obwodu.

Dla odpowiednich, podanych powyżej przypadków granicznych sterowania obwodem magnetycznym (przy zerowym prądzie płynącym w cewce oraz dla prądu maksymalizującego i minimalizującego pole magnetyczne) otrzymano przebiegi

wartości zmienności indukcji magnetycznej w funkcji długości szczeliny w głowicy magnetycznej, które przedstawione zostały na rys. 5.26.



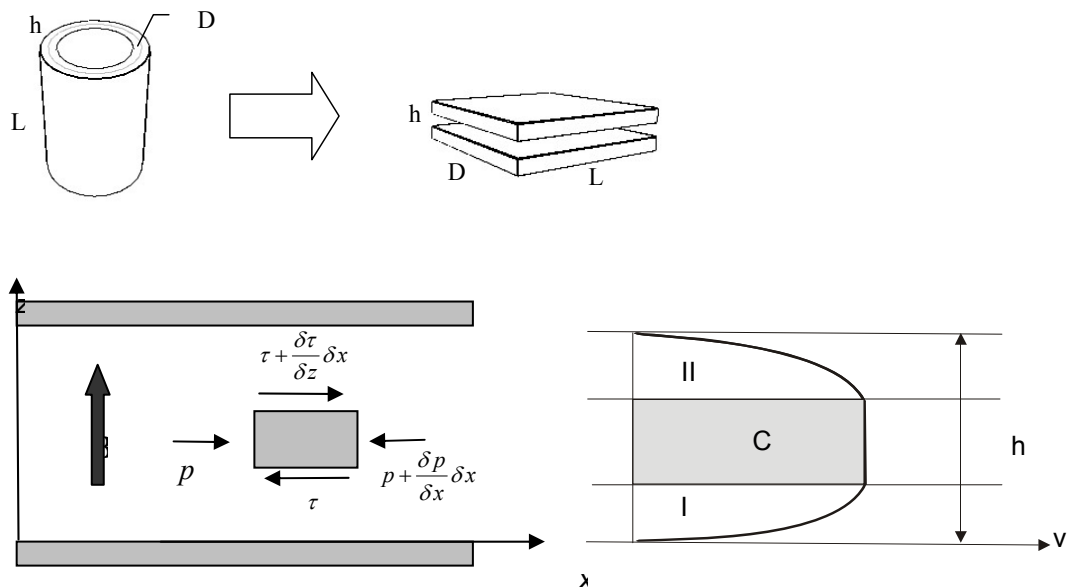
Rys. 5.26. Zmienność indukcji magnetycznej B w funkcji długości szczeliny w głowicy magnetycznej absorbera dla: a) zerowego prądu sterującego b) prądu zwiększającego pole magnetyczne c) prądu zmniejszającego pole magnetyczne

Pole magnetyczne wytwarzane przez cewkę zamyka się poprzez elementy obwodu magnetycznego głowicy i cylindra, a jego kierunek w aktywnej magnetycznie części szczeliny jest prostopadły do kierunku przepływu cieczy. Główna część siły tłumienia w absorberze adaptacyjnym generowana jest poprzez gradient ciśnienia cieczy magnetoreologicznej pojawiający się w szczelinie tłumiącej.

Jak wynika z badań modelowych jedynie aktywna część szczeliny pozwala na sterowanie profilem przepływu.

W wielu wypadkach analizę przepływu cieczy sprowadzić można do dwuwymiarowego modelu przepływu pomiędzy sztywnymi ściankami.

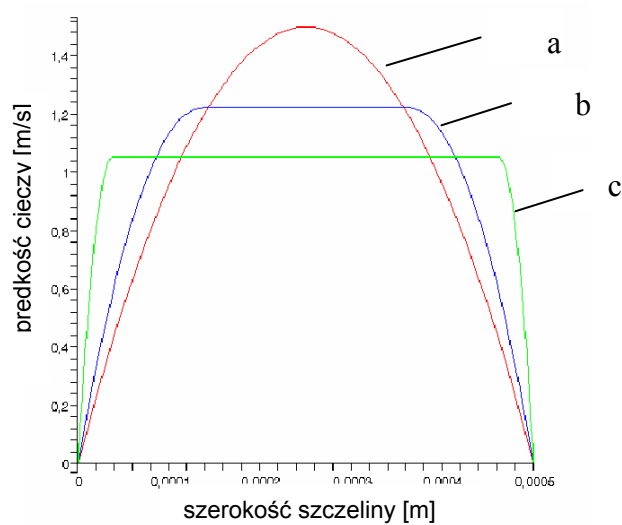
Na rys. 5.27 przedstawiono układ sił działający na nieskończenie mały element ciecży oraz założony profil rozkładu prędkości w szczelinie.



Rys. 5.27. Układ sił działający na nieskończenie mały element ciecży oraz założony profil prędkości w szczelinie.

W profilu przepływu można wydzielić trzy strefy oznaczone na rys.5.27 jako I, II oraz C. Strefy I oraz II są strefami przepływu lepkiego przy $\tau \geq \tau_0$, natomiast strefa C jest strefą przepływu sztywnej, nieuplastycznionej ciecży przy $\tau < \tau_0$. Zasięg stref, a tym samym kształt profilu prędkości ciecży zależy od granicy plastyczności, która sterowana jest poprzez pole magnetyczne.

Przykładowe zmiany profilu prędkości przepływu ciecży magnetoreologicznej w funkcji szerokości szczeliny dla różnych granic plastyczności zależnych od wartości pola magnetycznego, otrzymane w wyniku modelowania numerycznego przedstawiono na rys.5.28.



Rys.5.28. Profil prędkości przepływu cieczy magnetoreologicznej w funkcji szerokości szczeliny dla różnych granic plastyczności (a – zerowa, b – niska, c – wysoka)

Całkowita siła tłumiąca F , związana z przepływem cieczy jest funkcją gradientu ciśnienia ΔP powstającego wzdłuż długości szczeliny oraz efektywnej powierzchni komór absorbera A_p , wyrażona jest wzorem:

$$F = \Delta P A_p \quad (5.1)$$

Przy zastosowaniu do modelowania cieczy uproszczonego modelu konstytutywnego Bingham, wyznaczono gradient ciśnienia $\Delta P = f(\tau_0, Q)$, rozwiązując równanie trzeciego stopnia:

$$4 \left(\frac{l}{h \Delta P} \right)^3 \tau_0^3 - 3 \left(\frac{l}{h \Delta P} \right) \tau_0 + \left(1 - \frac{12 \eta l Q}{b h^3 \Delta P} \right) = 0 \quad (5.2)$$

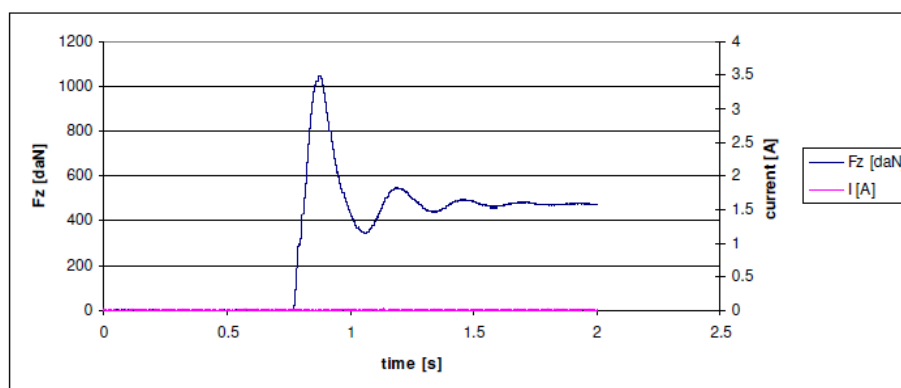
gdzie: h, l, b - wysokość, długość oraz efektywny obwód szczeliny, η - lepkość bazowa cieczy $Q = v A_p$ – przepływ objętościowy cieczy będący funkcją chwilowej prędkości ruchu tłoka v .

Adaptacyjny amortyzator poddano testom dynamicznym na stanowisku udarowym Instytutu Lotnictwa (rys.5.29).

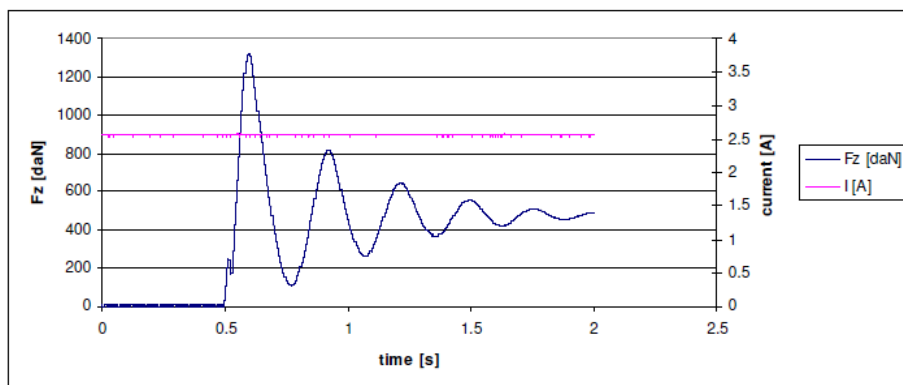


Rys.5.29. Widok ogólny stanowiska udarowego w Instytucie Lotnictwa podczas badań amortyzatora adaptacyjnego

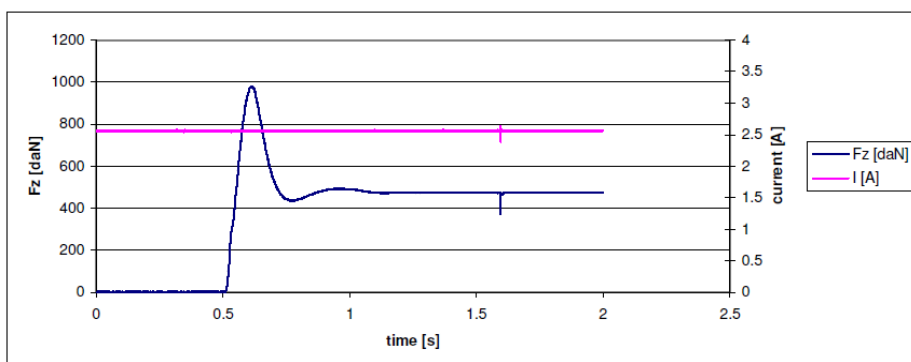
Przykładowe wyniki testów dynamicznych przedstawiające przebieg całkowitej siły tłumiącej absorbera w funkcji czasu dla trzech prób udarowych o identycznej prędkości początkowej uderu i różnych poziomach prądu sterującego obwodem magnetycznym przedstawiono na rys. 5.30.



a)



b)



c)

Rys. 5.30. Przebiegi całkowitej siły generowanej przez absorber w funkcji czasu dla :
a) zerowego prądu sterującego b) prądu zwiększającego pole magnetyczne c) prądu
zmniejszającego pole magnetyczne

Wyniki wykazały, że przy zastosowaniu stałego prądu sterującego możliwa jest, dla założonego scenariusza lądowania, zmiana siły tłumiącej absorbera w zakresie 35%, co pozwala na tworzenie optymalnych, semi-aktywnych scenariuszy dyssypacji energii obciążeń udarowych.

Zarówno badania modelowe jak i testy eksperymentalne, potwierdziły możliwość zastosowania tego typu rozwiązania w adaptacyjnych systemach podwozia lotniczego.

Alternatywnym rozwiązaniem, które zostało wykorzystane w pracach nad systemem adaptacyjnego podwozia lotniczego było zastosowanie aktywatora piezoelektrycznego (rys. 5.31). W tym przypadku wprowadzenie aktywatora do odpowiednio zmodyfikowanego układu pozwoliło na efektywne sterowanie przepływem cieczy roboczej poprzez zmianę geometrii głowicy tłumiącej, wywołanej przemieszczeniem aktywatora.



Rys.5.31. Widok ogólny aktywatora piezoelektrycznego PPA80XL użytego w adaptacyjnym amortyzatorze podwozia lotniczego

W trakcie prowadzonych badań wykorzystywane były dwa systemy sterowania w czasie rzeczywistym przedstawione w pierwszej części rozdziału.

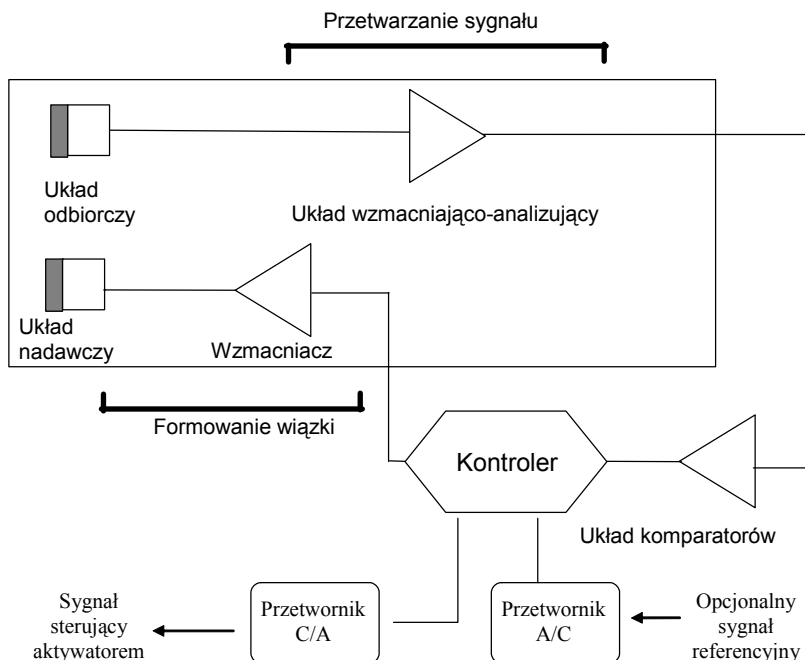
Układ kontrolny wykorzystujący system operacyjny czasu rzeczywistego wykorzystywany był we wstępnej fazie badań eksperymentalnych podczas gdy specjalizowany układ typu osadzonego został zintegrowany z układem ultradźwiękowego pomiaru wysokości i prędkości przyziemia.

Głównym elementem tego bloku jest mikrokontroler połączony z analogowymi układami formującymi nadawczo-odbiorczą wiązkę ultradźwiękową. Widok ogólny kontrolera z ultradźwiękowymi głowicami pomiarowymi przedstawiono na rys.5.32.



Rys.5.32. Widok ogólny kontrolera wraz z nadawczą i odbiorczą głowicą ultradźwiękową

Schemat blokowy części pomiarowo-kontrolnej układu sterującego adaptacyjnego podwozia lotniczego przedstawiono na rys.5.33.



Rys.5.33 Schemat blokowy części pomiarowo-kontrolnej układu sterowania

Ustalenie prędkości przyziemienia i wysokości lotu oparte jest na pomiarze czasu propagacji impulsu ultradźwiękowego.

Impuls ultradźwiękowy formowany poprzez układ generatorów i wzmacniaczy przekazywany jest do wieloprzetwornikowego zespołu nadajników, a czas jego wyzwolenia sterowany jest poprzez jednostkę kontrolną.

Sygnał odbity od powierzchni pomiarowej odbierany jest przez przetwornik ultradźwiękowy, a następnie poprzez układ wzmacniająco-analizujący podawany jest na wejście kontrolera.

W wyniku dokonanego pomiaru, układ kontrolny ze znajdującego się w pamięci kontrolera zbioru przygotowanych rozwiązań, podaje optymalną wartość napięcia sterującego, która następnie przesyłana jest do wzmacniacza aktywatora piezoelektrycznego. Przebieg sekwencji sterującej może być także uzależniony od zewnętrznego sygnału referencyjnego (np. wartości ciśnienia oleju amortyzatora) przekazywanego do kontrolera przez układ przetworników analogowo-cyfrowych.

Programowe procedury kontrolno-sterujące pozwalają na przeprowadzenie pomiarów w szerokim zakresie zmian parametrów lotu w fazie lądowania.

W celu weryfikacji prawidłowości działania zintegrowanego systemu adaptacyjnego, na stanowisku udarowym w Instytucie Lotnictwa została przeprowadzona seria prób dynamicznych na pełnowymiarowym podwoziu samolotu M28-Skytruck. Zakres prób obejmował wykonanie zrzutów pełnowymiarowego podwozia z różnych wysokości. Widok ogólny stanowiska zrzutowego oraz położenie głowicy ultradźwiękowej zostały przedstawione na rys. 5.34.

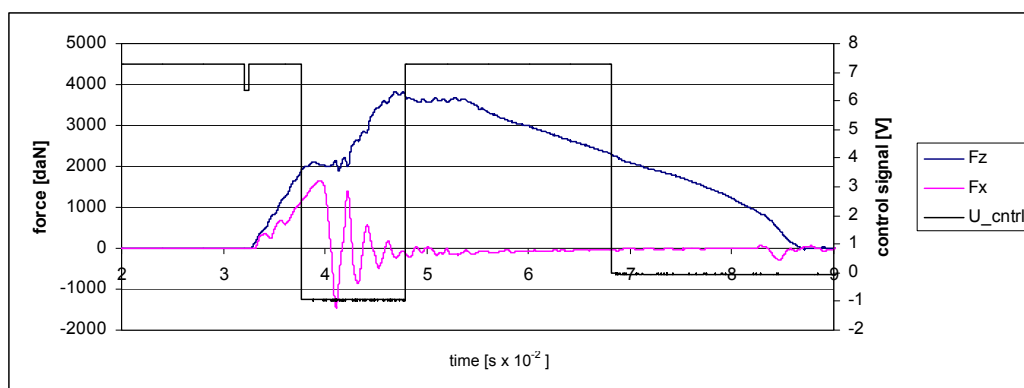
Podczas każdego zrzutu podwozia na podstawie pomiaru prędkości przyziemienia sygnał sterujący układem adaptacyjnym wybierany był automatycznie ze zbioru znajdującego się w pamięci kontrolera.



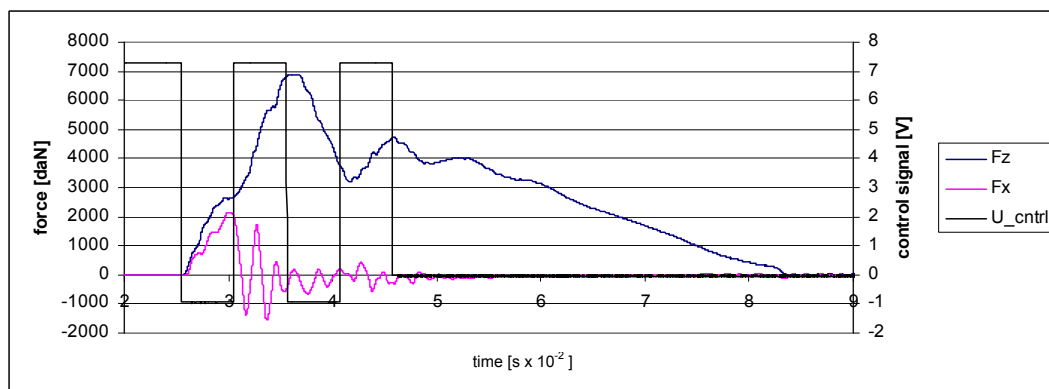
Rys.5.34. Widok ogólny stanowiska doświadczalnego w Instytucie Lotnictwa w Warszawie z podwoziem samolotu m-28 Skytruck. Strzałka wskazuje położenie głowicy ultradźwiękowej

Baza sygnałów sterujących obejmowała sekwencje zmian napięcia w czasie, z których każda przypisana była do odpowiedniego przedziału prędkości przyziemienia.

Na przykładowych rysunkach (rys. 5.35, 5.36) przedstawiono przebiegi zmian siły nacisku opony podczas przyziemienia oraz przebieg sygnału sterującego w funkcji czasu.



Rys. 5.35. Przebiegi czasowe siły nacisku opony oraz sygnału sterującego przy wysokości zrzutu 40mm

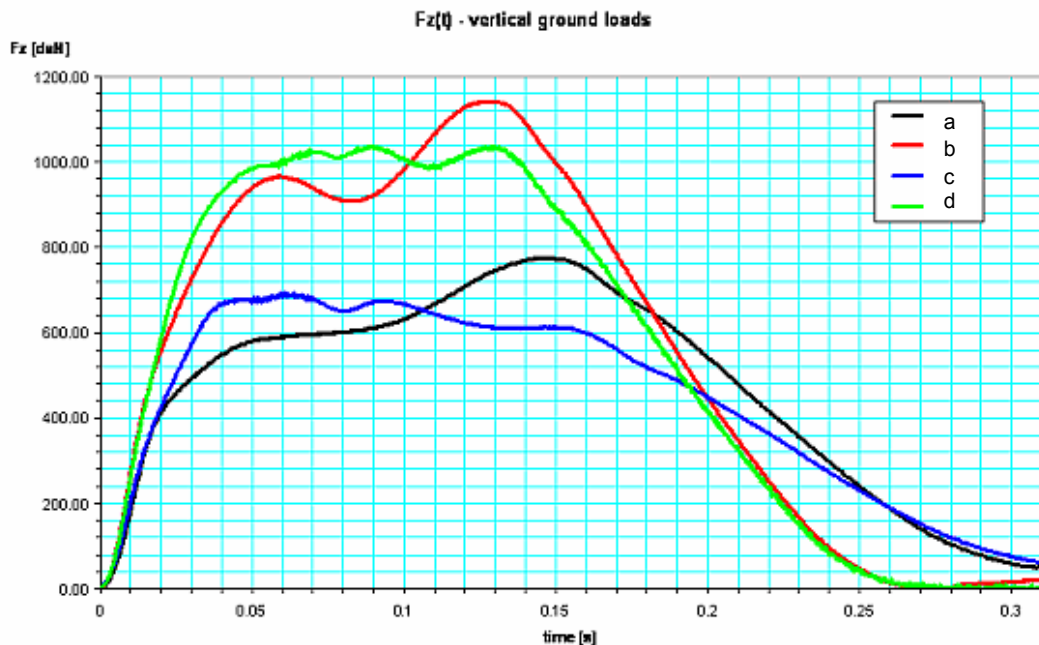


Rys. 5.36. Przebiegi czasowe siły nacisku opony oraz sygnału sterującego przy wysokości zrzutu 170mm

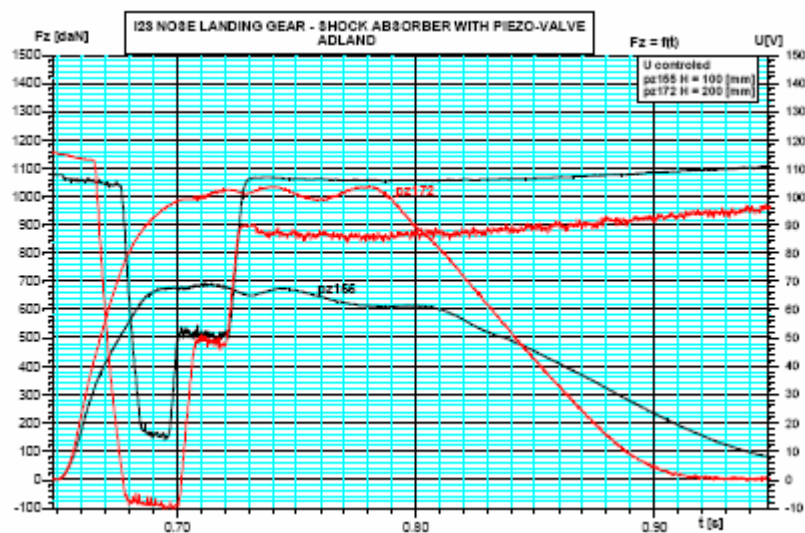
Powyższe przykłady wskazują na możliwość dynamicznego sterowania zmianami siły tłumienia adaptacyjnego amortyzatora, a więc zmianą charakterystyki czasowej dyssypacji energii w trakcie przyziemienia samolotu.

Wyniki optymalnego sterowania podwoziem opartym na aktywatorze piezoelektrycznym dla dwóch przypadków lądowania o różnej energii kinetycznej zostały przedstawione na rys. 5.37. Czasowy przebieg napięcia sterującego podano na rys. 5.38.

W obu przypadkach, dzięki sterowaniu amortyzatorem w czasie rzeczywistym możliwe było uzyskanie korzystnego, płaskiego przebiegu wypadkowej siły pionowej przy jednoczesnym około 15% zredukowaniu jej wartości szczytowej.



5.37. Przebieg zmienności siły pionowej przyziemia w funkcji czasu: a – niska energia kinetyczna przyziemia, brak sterowania; b – niska energia kinetyczna przyziemia, sterowanie optymalne; c – wysoka energia kinetyczna przyziemia, brak sterowania; d – wysoka energia kinetyczna przyziemia, sterowanie optymalne



Rys. 5. 38. Przebieg zmienności siły pionowej przyziemia w funkcji czasu wraz z przebiegiem funkcji sterującej adaptacyjnego podwozia z amortyzatorem zawierającym układ piezo-zaworu przy niskiej energii kinetycznej przyziemia (linia czarna) oraz wysokiej energii kinetycznej przyziemia (linia czerwona)

Podsumowanie

Minimalizacja niekorzystnych skutków udarowych oddziaływań dynamicznych jest ważnym problemem badawczym i technicznym. Stosowane dziś pasywne absorbery energii pozwalają zazwyczaj na bezpieczne rozproszenie energii w określonym zakresie obciążeń, jednak poziom przyspieszeń pojawiających się w trakcie udaru odbiega od optymalnego.

W przypadku działania obciążeń udarowych o dużej zmienności parametrów, konieczne staje się stosowanie systemów adaptacyjnej absorpcji energii, zdolnych do szybkiej zmiany swoich charakterystyk dynamicznych.

Zgodnie z przyjętymi celami pracy w rozprawie zaprezentowana została koncepcja dwóch oryginalnych systemów adaptacyjnej absorpcji obciążeń udarowych, zdolnych do sterowanej dyssypacji energii.

Pierwszym z nich jest adaptacyjna wieża kratownicowa (ang. truss-tower), zdolna do skutecznej, powtarzalnej absorpcji losowych udarów poprzecznych.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych potwierdziły, że dostosowanie konstrukcji do obciążenia udarowego zgodnie z przyjętymi założeniami usytuowania adaptacyjnej strefy dyssypacji energii, przynosi znaczące ograniczenie przemieszczeń i przyspieszeń w monitorowanych, najwyżej położonych punktach konstrukcji.

Drugim systemem jest struktura harmonijkowa typu mutifolding, zdolna do absorpcji losowych udarów liniowych. W pracy została zaproponowana koncepcja tego typu struktury wraz z odpowiednimi modelami obliczeniowymi i strategiami sterowania procesem adaptacyjnej absorpcji obciążeń udarowych. Optymalna strategia sterowania przedstawiona została na przykładzie wybranej struktury harmonijkowej.

W wyniku przeprowadzonych przez autora prac badawczych został opracowany i wykonany demonstrator systemu mutifolding wraz z implementacją niezbędnych rozwiązań sprzętowych (układ sterowania w czasie rzeczywistym).

Przedstawione wyniki badań przeprowadzonych dla podstawowej, sześćcioelementowej struktury typu harmonijkowego potwierdziły możliwość przeprowadzenia jej skutecznej adaptacji do obciążenia dynamicznego. W sposób eksperymentalny uzyskano sekwencje deformacji przewidziane w wyniku modelowania numerycznego.

Opracowany i wykonany został również autorski układ identyfikacji obciążenia oraz układy sterowania w czasie rzeczywistym, których zastosowanie pozwoliły na przeprowadzenie testów i wyznaczenie funkcji sterowania dla podwozia lotniczego wykorzystującego ciecze magnetoreologiczne oraz aktywatory piezoelektryczne.

Implementacja układu identyfikacji prędkości przyziemienia samolotu (AVI) oraz układów sterowania podwoziem w czasie rzeczywistym, jak również badania związane ze strategiami sterowania tłumikami opartymi na cieczach magnetoreologicznych i aktywatorach piezoelektrycznych stanowią oryginalny wkład autora w koncepcję adaptacyjnego podwozia lotniczego (ALG – Adaptive Landing Gear), rozwijaną w ramach europejskiego projektu badawczego ADLAND oraz Projektu Kluczowego PKAERO.

Jako dodatkowe osiągnięcia pracy można wymienić również powstanie autorskiego oprogramowania pozwalającego na w pełni nieliniową analizę adaptacyjnych struktur kratownicowych oraz wyznaczanie ich optymalnego sterowania.

W trakcie prowadzonych badań nad strukturami harmonijkowymi nawiązana została współpraca naukowa z University of Hiroshima, której wynikiem jest szereg publikacji poświęconych układom multifoldingowym (np.: [47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56]) oraz wspólny wniosek patentowy.

- [1] Macaulay M. Introduction to impact engineering. Springer; 1987.
- [2] Jones N, Wierzbicki T, editors. Structural crashworthiness and failure. Elsevier; 1993.
- [3] Abramowicz W, Jones N. Dynamic axial crushing of square tubes. International Journal of Impact Engineering. 1984;2, Issue 2,:179–208.
- [4] Jones N, Wierzbicki T, editors. Structural crashworthiness. Butterworths; 1983.
- [5] Baumeister J, J B, M W. Aluminium foams for transport industry. Materials & Design. 1997;Vol. 18, Nr 4/6:217–220.
- [6] Materiały reklamowe firmy OLEO International; 2004.
- [7] Adaptive Landing Gears for Improved Impact Absorption, ADLAND, EU FP6 project IST-FP6-2002-Aero-1-502793-STREP; <http://smart.ippt.gov.pl/adland>.
- [8] Yang G. Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: modeling, testing, and control. University of Notre Dame, Notre Dame, Indiana; 2002.
- [9] PN-85 B-02170 Ocena szkodliwości drgań przekazywanych przez podłoże na budynki;.
- [10] Engel Z. Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. PWN; 1993.
- [11] Diaz AR, Ignatovitch CL, A S. Strategies in design for enhanced crash. In: NATO/ISSMO Advanced Research Workshop on Topology Optimization of Structures and Composite Continua. May 8-12, Budapest, Hungary; 2000.
- [12] Pedersen C. On topology design of frame structures for crashworthiness. Dept. of Mechanical Engineering TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK; 2002.
- [13] Sekuła K, Holnicki-Szulc J. Comparison of real time impact load identification procedures. In: Proc. of the III ECCOMAS thematic conference on smart structures and materials, July 9-11, Gdansk, Poland,; 2007.
- [14] Sekuła K, Mikułowski G, Holnicki-Szulc J. Real time dynamic mass identification. In: Proc. of the Structural Health Monitoring - Third European Workshop, July 5-6, Grenada, Spain; 2006.
- [15] Schwartz M, editor. Smart Materials. Taylor & Francis; 2009.

- [16] MRF-122EG Magneto-Rheological Fluid Technical Data. 111 Lord Drive Cary, NC 27511-7923 USA;. URL: www.lord.com.
- [17] Boczkowska A, Awiejtan F S. Wpływ mikrostruktury na właściwości magnetoreologicznych eleastomerów. *Czasopismo Techniczne Mechanika*. 2009;3:32–36.
- [18] Gautschi G. *Piezoelectric Sensorics*. Springer; 2002.
- [19] Terfenol-D Data Sheet. 2500 N. Loop Dr. Ames, IA 50010 USA;. URL: www.etrema-usa.com.
- [20] Dapino J M. *Nonlinear and hysteretic magnetomechanical model for magnetostrictive transducers*. Iowa State University; 1999.
- [21] Ziółkowski A. Pseudosprężystość stopów z pamięcią kształtu - badania doświadczalne i opis teoretyczny. *Prace IPPT*; 6/2006.
- [22] Mikułowski G. *Adaptive impact absorbers based on magnetorheological fluids*. IPPT PAN; 2008.
- [23] Holnicki-Szulc J, Mikułowski G, Motylewski J, Pawłowski P, Wołęjsza Z. Adaptacyjny system dyssypacji energii w podwoziu lotniczym. In: *Proc. of the XXXIV Polish Symposium on Machine Diagnostics, March 5-10, Wegierska Gorka, Poland; 2007. .*
- [24] Graczykowski C, Mikułowski G, Pawłowski P. Koncepcja absorbera pneumatycznego do zastosowania w podwoziach aparatów latających z wykorzystaniem układu rozpoznania energii uderzenia. *Journal of Aeronautica Integra*. 2009;1no. 5:25–31.
- [25] Active control of the electro-mechanical drive systems of machines in unsteady operating conditions by means of actuators with the magneto-rheological fluid, PBR - N R03 0012, 2009-2011;.
- [26] Szolc T, Jankowski L. Semi-active control of torsional vibrations of drive systems by means of actuators with the magneto-rheological fluid. In: *8th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, February, 23-25, Vienna, Austria; 2009. .*
- [27] UPWIND EU Integrated Project: Integrated wind turbine design, FP6-2004-Energy-3, 2006-2011, <http://www.upwind.eu>;
- [28] Grzędziński J, Mróz A. Gust load reduction concept in wind turbines,. *Wind Energy*. 2010;13 no 2-3:267–274.

- [29] Zhang W X, Yu T X. Energy absorption of pressurized thin-walled circular tubes under axial crushing. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2009;51:335–349.
- [30] Zhang X. *Conceptual Study of Adaptive Energy Absorbers*. The Hong Kong University of Science and Technology; 2009.
- [31] Witteman J W. *Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations*. Technische Universiteit Eindhoven; 1999.
- [32] Ostrowski M, Griskevicius P, Holnicki J. Pyro-adaptive impact energy absorber. In: *Proc. of the Polish conference: Odpornosc udarowa konstrukcji*, December 5-8, Rynia near Warsaw, Poland; 2006. .
- [33] Graczykowski C, Chmielewski R, J HS. Controlled impact absorption in adaptive pressurized structures. In: *Proc. of the 4th European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*, July 24-28, Jyvaskyla, Finland; 2004. .
- [34] Graczykowski C, Holnicki-Szulc J. Aeronautical applications of adaptive inflatable structures. In: *Proc. of the Structural Membranes - International conference on textile composites and inflatable structures*, September 17-19, Barcelona, Spain; 2007. .
- [35] Graczykowski C, Holnicki-Szulc J. Protecting offshore wind turbines against ship impacts by means of Adaptive Inflatable Structures. *Shock and Vibration*. 2009;16 no.4:335–353.
- [36] Mroz A, Holnicki-Szulc J, Karna T. Mitigation of ice loading on off-shore wind turbines: Feasibility study of a semi-active solution. *Computers and Structures*. 2008;86:217–226.
- [37] Wikło M, Holnicki-Szulc J. Optimal design of adaptive structures: Part I. Remodeling for impact reception. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2009;37:305–318.
- [38] Wikło M, Holnicki-Szulc J. Optimal design of adaptive structures: Part II. Adaptation to impact load. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2009;37 no.4:351–366.
- [39] Knap L. *Aktywne rozpraszanie energii zderzeń w ustrojach adaptacyjnych*. IPPT PAN; 2000.

- [40] Projekt POIG.0101.02-00-015/08-00 „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym” (PKAERO);.
- [41] Kleiber M. Metoda elementów skończonych w nieliniowej mechanice kontinuum. PWN; 1985.
- [42] Simo JC, Hughes TJR. Computational Inelasticity. 1st ed. 1998. Corr. 2nd printing, 1998, XIV, 412 p. 85 illus., Hardcover ISBN: 978-0-387-97520-7; 1998.
- [43] Holnicki-Szulc J, Pawłowski P, Wikło M. High-performance impact absorbing materials - the concept, design tools and applications. Smart Materials and Structures. 2003;12:461–467.
- [44] RTAI 3.4 User Manual; 2006. URL: www.rtai.org.
- [45] The Control and Measurement Device Interface handbook; URL: www.comedi.org.
- [46] ATmega32 Datasheet.. 2325 Orchard Parkway, San Jose, CA 95131 USA;. URL: www.atmel.com.
- [47] Ario I, Nakazawa M. Non-linear dynamic behaviour of multi-folding microstructure systems based on origami skill. International Journal of Non-Linear Mechanics. 2010;45, Issue 4:337–347.
- [48] Ario I, Pawłowski P. Elastic Instability for Pantographic Folding Structures based on Multi-Folding Microstructure Theory. In: Proc. of Smart Structures and Materials - III ECCOMAS THEMATIC CONFERENCE, 9-11 JULY 2007 Gdansk; 2007.
- [49] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Nonlinear Dynamic Behaviour for the Multi-Folding Microstructure System Based on Origami Skill. In: Proc. of EUROMECH Colloquium 485 Kazimierz Dolny, Poland, 21-24 May; 2008.
- [50] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Dynamic Analysis Of Folding Patterns For Multi-Folding Structures. In: .III European Conference on Computational Mechanics, Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, C.A. Mota Soares et.al. (eds.); 2006.
- [51] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Design concept and structure analysis of light and deployable system for disaster (w jęz. japońskim). In: Proc. of Japanese Society of Civil Engineering; 2007.
- [52] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Design concept and structural analysis of deployable structures with light and energy absorbing mechanism for disaster (w jęz. japońskim). In: Proc. of Japanese Society of Civil Engineering; 2006.

- [53] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Searching of the Collapse Modes for Smart Structures. In: Proceedings of Computational Engineering Conference, JSCES, Vol. 11, May; 2006.
- [54] Ario I, Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Local/Global Structural Instability Based on Multi Folding Microstructure Theory. In: Proc. of the 21st Canadian Congress of Applied Mechanics, June 3-7, Toronto, Canada; 2007.
- [55] Ario I, Watson A. Structural stability of multi-folding structures with contact problem. Journal of Sound and Vibration. 2009;324, Issues 1-2:263–282.
- [56] Ario I, Watson A. Dynamic folding analysis for multi-folding structures under impact loading. Journal of Sound and Vibration. 2007;308, Issues 3-5:591–598.
- [57] Bangash MYH. Impact and Explosion: Structural Analysis and Design. Blackwell; 1993.
- [58] Belytschko T. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. Wiley; 2000.
- [59] Będziński R. Biomechanika inżynierska. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej; 1997.
- [60] Crisfield MA. Non-Linear Finite Element Analysis of Solids and Structures. Wiley; 1996.
- [61] Diaz AR, A S. Lattice Models for Crash Resistant Design and Optimization. In: Proc. of 3rd World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, Buffalo, New York, USA,. May 17-2; 1999.
- [62] Goldsmith W. Impact. Dover Publications; 2001.
- [63] Holnicki-Szulc J, Graczykowski C, Mikułowski G, Mroz A, Pawłowski P. Smart Technologies for Adaptive Impact Absorption. Solid State Phenomena. 2009;154:187–194.
- [64] Holnicki-Szulc J, Graczykowski C, Mikułowski G, Pawłowski P. Adaptive Impact Absorption, the concept, innovative solutions, applications. In: Proc. of 4th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials - SMART'09, 13-15 July, Porto, Portugal; 2009.
- [65] Holnicki-Szulc J, Mikułowski G, Motylewski J, Pawłowski P. Opracowanie koncepcyjne amortyzatora pneumatycznego do podwozi lekkich bezzałogowych statków powietrznych. In: Proc. of the XXXVII Polish Symposium on Machine Diagnostics, Wisła, Poland; 2009.

- [66] Holnicki-Szulc J, Mota Soares CA. *Advances in Smart Technologies in Structural Engineering*. Springer; 2004.
- [67] Holnicki-Szulc J, Pawłowski P, Wikło M. High-Performance Impact Absorbing Materials - the Concept, Design Tools and Applications. In: *Proc. of the IUTAM Symposium on Dynamicsof Advanced Materials and Smart Structures*, May 20-24, Yonezawa, Japan; 2002.
- [68] Holnicki-Szulc J, Pawłowski P. Przykłady zastosowań materiałów inteligentnych w monitorowaniu i adaptacji konstrukcji. *Inżynieria Materiałowa*. 2004;2.
- [69] Kleiber M. *Handbook of Computational Solid Mechanics*. Springer; 1994.
- [70] Mikułowski G, Pawłowski P, Wolejsza Z. Podwozie lotnicze z adaptacyjnym systemem absorpcji energii. *Journal of Aeronautica Integra*. 2007;2 no. 1.
- [71] Mikułowski G, Pawłowski P, Graczykowski C, Wiszowaty R, Holnicki-Szulc J. A pneumatic adaptive landing gear system for a small aerial vehicle. In: *Proc. of 4th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials - SMART'09*, 13-15 July, Porto, Portugal; 2009.
- [72] Nowacki W. *Efekty elektromagnetyczne w stałych ciałach odkształcalnych*. PWN; 1983.
- [73] Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. The concept of multifolding and its experimental validation. In: *Proc. of the XXI International Congress of Theoretical and Applied Mechanics ICTAM'2004*, August 15-21, Warsaw, Poland; 2004.
- [74] Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Adaptive structures under extreme loads - impact detection, self-adaptation, self-repairing. In: *Proc. of the 3rd European Conference on Structural Control, 3ECSC*, July 12-15, Vienna, Austria; 2004. .
- [75] Pawłowski P, Holnicki-Szulc J. Optimal adaptation to impact loads. In: *Proc. of the AMAS/ECCOMAS/STC Workshop on Smart Materials and Structures - SMART'03*, September 2-5, Jadwisin near Warsaw, Poland; 2003.
- [76] Pawłowski P, Holnicki-Szulc J, Wikło M. Design of Adaptive Structures under Random Impact Conditions. In: *Proc. of the AMAS/ECCOMAS/STC Workshop on Smart Materials and Structures - SMART'03*, September 2-5, Jadwisin near Warsaw, Poland; 2003.
- [77] Pawłowski P, Holnicki-Szulc J, Wikło M. Optimal Strategies of Adaptive Impact Absorption. In: *Proc. of the 5th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization*, May 19-23, Lido di Jesolo, Italy; 2003.

- [78] Pawłowski P, Honicki-Szulc J. Struktury mechaniczne typu harmonijkowego (multifolding) w adaptacyjnych układach dyssypacji energii. In: Proc. of the XXXVII Polish Symposium on Machine Diagnostics, March 5-10, Wisła, Poland; 2010.
- [79] Sala D, Pawłowski P, Kołakowski P. Wireless transmission system dedicated to SHM of railway infrastructure. In: Proc. of the European Workshop on Structural Health Monitoring EWSHM'10, 29 June - 2 July; 2010.
- [80] Sołtyk T. Amatorskie projektowanie samolotów. Biblioteka Naukowa Instytutu Lotnictwa; 1999.
- [81] Woźniak C, Kleiber M. Nieliniowa mechanika kontinuum. PWN; 1982.
- [82] Zukas JA. Impact Dynamics. Wiley; 1982.
- [83] Holnicki-Szulc J, editor. Smart Technologies for Safety Engineering. Wiley; 2008.
- [84] Schwartz M, editor. Encyclopedia of Smart Materials. Wiley; 2002.