

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
INSTYTUT MECHANIKI STOSOWANEJ



Identyfikacja i modelowanie wybranych zachowań dynamicznych układu człowiek – otoczenie

Rozprawa doktorska

Daniel Ziemiański

Promotor pracy: Prof. dr hab. inż. Marek A. Książek

Kraków 2011



Spis treści

Spis treści	1
1 Wstęp	4
1.1 <i>Wprowadzenie</i>	4
1.2 <i>Przegląd literatury</i>	6
1.2.1 Literatura dotycząca biomechaniki, dynamiki i kinematyki ruchu ciała ludzkiego	6
1.2.2 Literatura dotycząca syntezy optymalnych układów wibroizolacji	6
1.2.3 Literatura dotycząca dynamiki ciała człowieka lądującego po zeskoku	7
1.2.4 Literatura dotycząca dynamiki interakcji człowieka – operatora i narzędzia	8
1.3 <i>Cel pracy</i>	9
2 Analiza i synteza optymalnych układów wibroizolacji	11
2.1 <i>Wprowadzenie teoretyczne</i>	11
2.2 <i>Aplikacja teorii regulatora liniowo-kwadratowego (LQR) w zadaniach syntezy wibroizolacji</i>	16
2.2.1 Implementacja metody LQR	16
2.2.2 Dane do obliczeń	17
2.2.3 Wyniki obliczeń numerycznych	18
2.2.4 Omówienie wyników przeprowadzonej analizy	23
2.3 <i>Nowy algorytm doboru wag dla wskaźników optymalizacji układów wibroizolacji</i>	24
2.3.1 Sformułowanie zadania	24
2.3.2 Propozycja dekompozycji macierzy	27
2.3.3 Prezentacja wyników obliczeń	29
2.4 <i>Analiza komputerowa w pakietach obliczeniowych dla zadań kinematyki ruchu</i>	32
2.4.1 Metody używane do budowy komputerowych modeli ruchu ciała ludzkiego	33
2.4.2 Procedura syntezy komputerowego modelu ciała człowieka poddanego wibracjom ogólnym	34
2.4.3 Model komputerowy ciała człowieka – operatora	38
2.4.4 Wyniki obliczeń komputerowego modelu ciała człowieka	40
2.4.5 Wnioski	42
3 Dynamika ciała człowieka lądującego po zeskoku	45

3.1	<i>Przegląd stosowanych modeli</i>	45
3.2	<i>Zmierzone wartości zmian kątów w stawach podczas fazy lądowania po zeskoku</i>	45
3.3	<i>Analiza zeskoku człowieka na twarde podłoże – model prosty</i>	46
3.3.1	Aproksymacja wyników z pomiarów	47
3.3.2	Model jednomasowy	48
3.3.3	Model jedno masowy z siłą korygującą	50
3.3.4	Model jedno masowy ze stabilizującym sprzężeniem zwrotnym	54
3.3.5	Porównanie wyników	57
3.3.6	Podsumowanie wyników	59
3.4	<i>Analiza zeskoku człowieka na twarde podłoże – model płaski</i>	60
3.4.1	Wprowadzenie	60
3.4.2	Prezentacja modelu człowieka lądującego na twardym podłożu	60
3.4.2.1	Dane pomiarowe użyte do analizy	62
3.4.2.2	Równania różniczkowe ruchu modelu	63
3.4.2.3	Opis momentów w stawach modelu	63
3.4.3	Numeryczne rozwiązanie sformułowanego zagadnienia	64
3.4.4	Wyniki numerycznych obliczeń i ich interpretacja	65
3.4.5	Walidacja modelu	68
3.4.6	Omówienie wyników	70
4	Dynamika wzajemnego oddziaływania człowieka – operatora i narzędzia	71
4.1	<i>Pomiar i modelowanie sygnałów sił realizowanych przez człowieka - operatora</i>	71
4.1.1	Wprowadzenie	71
4.1.2	Opis stanowiska badawczego	72
4.1.3	Metodyka przeprowadzania pomiarów	74
4.1.4	Wyniki pomiarów	74
4.1.5	Procedura identyfikacji zmierzonych sygnałów wyjściowych	76
4.1.6	Aproksymacja sygnału wyjściowego	77
4.1.7	Wyniki modelowania dla wybranych grup sygnałów	81
4.1.7.1	Funkcja aproksymująca przebieg czasowy siły dla grupy bez przesterowania	82
4.1.7.2	Funkcja aproksymująca przebieg czasowy siły dla grupy z wyraźnym przesterowaniem	84
4.1.7.3	Funkcje aproksymującą przebieg czasowy siły dla grupy ze słabym przesterowaniem	86
4.1.8	Ogólna procedura syntezy kompensatora, jako układu wibroizolacji narzędzia	88
4.2	<i>Modelowanie kończyny górnej</i>	92
4.2.1	Wprowadzenie	92

4.2.2	Model biomechaniczny kończyny górnej	94
4.2.2.1	Układ równań różniczkowych opisujących model	97
4.2.2.2	Przedstawienie wyników pomiarów laboratoryjnych	97
4.2.2.3	Matematyczny model realizowanej siły $F(t)$	99
4.2.2.4	Dane użyte do numerycznego rozwiązania zagadnienia	100
4.2.2.5	Nowy algorytm numerycznej estymacji nieznanymi parametrów modelu	101
4.2.3	Weryfikacja modelu	103
4.2.4	Omówienie wyników	104
5	Wnioski	106
5.1	<i>Wnioski dotyczące zalet i wad wykorzystania teorii LQR w zadaniach wibroizolacji ciała człowieka</i>	106
5.2	<i>Wnioski dotyczące modelowania fazy lądowania człowieka po zeskoku - wybór optymalnego modelu i jego parametrów</i>	106
5.3	<i>Wnioski dotyczące identyfikacji parametrów modelu płaskiego kończyny górnej</i>	108
	Spis ilustracji	109
	Spis tabel	112
	Bibliografia	113

1 Wstęp

1.1 Wprowadzenie

Analiza występujących na styku człowiek – otoczenie zjawisk pociąga za sobą konieczność unifikacji wielu zagadnień wiedzy zarówno technicznej, biologicznej jak i humanistycznej. Analiza ta w pewnym stopniu umożliwia rozwiązanie problemów zaspakajających zarówno potrzeby wynikające z komfortu, ergonomii pracy człowieka, jak i specyficznych właściwości narzuconych przez konstrukcyjne i technologiczne właściwości urządzeń i maszyn. W pracy podjęto się analizy kilku wybranych zagadnień z dziedziny biomechaniki, których wspólnym mianownikiem jest przekonanie autora o tym, że ciało człowieka jako konstrukcja doskonała, powinna być nadrzędną częścią układów biomechanicznych, która tworzy przestrzeń pracy dla pozostałych elementów a nie tą, która jest elementem drugorzędym często wykonującym zadane czynności w nienaturalnych zakresach obciążeń.

Zagadnienia wibroizolacji układów z człowiekiem jako częścią składową, jest zagadnieniem niezwykle ciekawym i pasjonującym. Zagadnienia te są również szeroko podejmowane w literaturze. W większości jednak prace te uwzględniają pasywne modele ciała człowieka. Modele aktywne człowieka wprowadzają różne dodatkowe aspekty związane z dynamiką i syntezą optymalnych układów wibroizolacji i są o wiele trudniejsze do analizy.

Postać kryterium wibroizolacji jest niezwykle ważnym elementem syntezy różnego typu układów i to ona właśnie kreuje ostateczną postać wyników optymalizacji. Parametrami występującymi w normach i decydującymi o wpływie wibracji na ciało człowieka są: przyspieszenie, prędkość i przemieszczenie względne. Czasami bierze się jeszcze pod uwagę pierwszą pochodną przyspieszenia, będącą miarą siły działającej na masę, czyli tzw. szarpnięcie.

W praktycznych obliczeniach jednak często postać kryterium mamy z góry określoną poprzez zastosowanie wybranej metody optymalizacji lub inne czynniki. Natomiast wpływ rzeczywisty mamy jedynie na wagi występujące w tych kryteriach. Poprzez wagi rozumiemy szereg współczynników, których zadaniem jest dostosowanie metody do konkretnego zadania. Właściwy dobór tych wielkości

z pozoru dowolny i pozostawiony w gestii przeprowadzającego analizę jest często kluczowym etapem całości obliczeń. W pierwszym rozdziale niniejszej pracy zaproponowano metodę wyznaczenia tych wartości, a przedstawiony algorytm sprawdzono i zaprezentowano na podstawie rzeczywistego modelu ciała siedzącego człowieka - operatora.

Jednym z rozważanych modeli biomechanicznych podjętych w niniejszej pracy stanowi model lądującego człowieka po zeskoku. Na początkowym etapie analizy użyto modelu jedno masowego, który posłużył do weryfikacji założeń i potwierdzenia słuszności przyjętych sformułowań matematycznych. W kolejnym etapie badań rozszerzono go do postaci modelu płaskiego, który umożliwił opisanie właściwości mechanicznych mięśni w stawach człowieka zeskakującego z określonej wysokości na twarde podłoże.

Płaski model o jednym stopniu swobody rozszerzono poprzez dodanie układu aktywnej regulacji. Celem układu była modyfikacja zachowania struktury modelu dla osiągnięcia jego optymalnego zachowania. Jako kryterium pozwalające wyznaczyć siłę sterującą użyto warunku wymuszającego podobieństwo uzyskiwanych obciążeń na podłoże do tych zarejestrowanych eksperymentalnie. Warunek taki jest konsekwencją założenia, iż zachowanie się ciała ludzkiego podczas amortyzacji zeskoku jest zachowaniem optymalnym i najbardziej pożądanym.

Następnym krokiem było wykorzystanie teorii regulatora optymalnego do zaprojektowania dla układu wyjściowego, właściwego dla niego stabilizującego sprzężenia zwrotnego. Uzyskany w ten sposób przebieg siły sterującej porównano z przebiegiem siły sterującej uzyskanej z wykorzystaniem wartości zarejestrowanych eksperymentalnie.

Porównanie otrzymanych wyników pozwoliło stwierdzić istnienie analogii pomiędzy wynikami uzyskanymi dla obu powyższych sformułowań. Istnienie takiej analogii wydaje się potwierdzać twierdzenie, że ciało człowieka będące układem o niezwykle dużym stopniu skomplikowania, jest układem działającym optymalnie, zarówno podczas wykonywania czynności prostych możliwych do przeanalizowania, jak i czynności złożonych, których obecnie nie jesteśmy w stanie poddać analizie, której wynik byłby wystarczająco wiarygodny.

W kolejnej części autor porusza problem ogólnie rozumianej wibroizolacji narzędzi ręcznych ze szczególnym uwzględnieniem budowy układów

wibroizolujących zapewniających operatorowi komfortowe warunki pracy i możliwość zachowania pełnej kontroli nad funkcjonowaniem narzędzia.

1.2 Przegląd literatury

Praca ma charakter interdyscyplinarny, łącząc wiele dziedzin wiedzy i nauki. Literatura dotycząca szeroko rozumianych zagadnień związanych z modelowaniem i ochroną ciała człowieka jest bardzo bogata a prezentowany w niej zakres tematyczny urozmaicony. Dlatego cytowana literatura została podzielona na grupy tematyczne. Grupy te związane są z wybranymi zagadnieniami podejmowanymi w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy.

1.2.1 Literatura dotycząca biomechaniki, dynamiki i kinematyki ruchu ciała ludzkiego

Pierwsza grupa dotyczy ogólnie rozumianej biomechaniki, ergonomii, dynamiki i fizyki zjawisk występujących wszędzie tam gdzie mamy do czynienia ze współpracą człowieka i maszyn. Do literatury związanej z pierwszą grupą zaliczamy: [Cappozzo, Leo i Pedotti, 1975], [Morecki, Knapczyk i Kędzior, 2002], [Tozeren, 2000] [Urbanik, 2001], [Kozłowski, Nazar 1995], [Winter, 1990], [Lloyd i Besier, 2003], [Koradecka, 2000], [Ziemiański, Advances in Systems Science, 2010], [Anderson i Pandy, Dynamic optimization of human walking, 2001], [Anderson i Pandy, Dynamic simulation of human motion in three dimensions, 2000], [Zajac, 1993], [Yeadon F. R., 1998], [Hatze, 1999], [Knapczyk i Lebediew, 1990], [Nizioł, 2005], [Książek, Modelowanie i optymalizacja układu człowiek - wibroizolator - maszyna, 1999], [Yeadon i Challis, 1994], [Yamakama, 1999], [Putz-Anderson, 1988], [Erdmann, 1998].

1.2.2 Literatura dotycząca syntezy optymalnych układów wibroizolacji

Literatura dotycząca syntezy układów wibroizolacji ciała człowiek poddanego wibracjom ogólnym jest związana z zainteresowaniem się dynamiką ciała ludzkiego przez konstruktorów zawieszenia pojazdów i siedzisk. Zawieszenia te winny spełniać zaostrome normy dotyczące wibracji i higieny pracy. Do pozycji tematycznie związanych z tym zagadnieniem można zaliczyć: [Cullmann, 2002], [Janik i Książek, 2002], [Lewis i Griffin, 2002], [Ziemiański, Uniwersalny płaski model ciała człowieka poddanego wibracjom ogólnym, 2010], [Esmailzadeh i Jalili,

2003], [Anderson i Pandy, Static and dynamic optimization solutions for gait are practically equivalent, 2001], [Stein, 1997], [Paddan i Griffin, 2002], [Kowal, 1996], [Neil, 2001], [Rosen i Arcan, 2003], [Bellman, 2001], [Książek i Janik, Dynamics of Active Biomechanical Models of Seated Human Body and Their Vibration Isolation Systems, 2005], [Książek i Janik, Influence of a sitting human body considered as an active biomechanical system, 2003], [Książek i Janik, Simulation Analysis of Synthesized Optimal Isolation System of on Active Human Body Model, 2004], [Książek i Janik, Wpływ kryterium optymalizacji na układ wibroizolacji ciała siedzącego człowieka, 2004], [Książek i Ziemiański, Application of LQR Theory to Optimization of Vibration Isolation of Sitting Human Body, 2008], [Książek i Ziemiański, Nowy algorytm doboru wag kwadratowego wskaźnika jakości przy syntezy optymalnego układu wibroizolacji ciała siedzącego człowieka, 2008], [Książek i Ziemiański, Optimal active seat suspension for a hybrid model of a sitting human body, 2009], [Książek, Ziemiański, Basista i Tarnowski, Models of human – operator as a push force regulator in hand tool system, 2008], [Griffin, 1990], [Jamej, Mahfouf i Linkens, 2000], [Nick, 2001], [Rakheja, Stiharu i Boileau, 2002], [Guston, 2002], [Dempster, 1955].

1.2.3 Literatura dotycząca dynamiki ciała człowieka lądującego po zeskoku

Literatura związana z modelowaniem zeskoku i lądowania człowieka przy zeskoku jest obszerna. Wiąże się ona z szeregiem prac związanych z biomechaniką sportu. Literatura oparta jest w zdecydowanej większości na wynikach badań doświadczalnych prowadzonych na potrzeby sportu wyczynowego i medycyny rehabilitacyjnej. Pozycje dotyczące tego zagadnienia to: [Lees, Graham-Smith i Fowler, 1994], [Nagano i Gerritsen, Effects of neuromuscular strength training on vertical jumping performance - a computer simulation study, 2001], [Nagano, Umberger, Marzke i Gerritsen K., 2005], [Nagano, Himeno i Fukashiro, An introduction to three-dimensional rigid body dynamics: (3), Kane's method, 2004], [Nagano, Yoshioka, Komura, Himeno i Fukashiro, 2005], [Seyfarth, Fredrichs, Wank i Blickhan, 1999], [Seyfarth, Wit, Dudziński i Kwaśniewski, 2004], [Seyfarth, Blickhan i Leeuwen, Optimum take-off techniques and muscle design for long jump, 2000], [Yu i Hay, 1996], [Feeris i Farley, 1997], [Farley i Ferris, Biomechanics of walking and running: from center of mass movements to muscle actions, 1998], [Feeris i Farley, 1997], [Yamaguchi,

2001], [Wright, Neptune, Bogert i Nigg, 1998], [Cheng i Hubbard, 2005], [Holt, Wagenaar, LaFiandra, Kubo i Obusek, 2003], [Gruber, Ruder, Denoth i Schneider, 1998], [Jaworek i Derlatka, 2004], [Peikenkamp, Fritz i Nicol, 2002], [Nolan i Kerrigan, 2003], [Wey i Griffin, 2000], [Książek i Ziemiański, Ciało człowieka skaczącego jako przykład układu mechanicznego ze stabilizującym sprzężeniem zwrotnym, 2008], [Książek, Ziemiański i Nosiadek, Synthesis of a Sequential Model of Muscles of a Man During Drop Landing on a Hard Platform, 2009], [Bobbert i Soest, 1994], [Fritz i Peikenkamp, 2001], [Pandy, Garner i Anderson, 1995], [Pain i Challis, The influence of soft tissue movement on ground reaction forces, joint torques and joint reaction forces in drop landings, 2006], [Pain i Challis, The role of the heel pad and shank soft tissue during impacts: a further resolution of a paradox, 2001], [Wojtura, 1998], [Spagele, Kistner i Gollhofer, A multi-phase optimal control technique for the simulation of a human vertical jump, 1999], [Spagele, Kistner i Gollhofer, Modelling, simulation and optimisation of human vertical jump, 1999].

1.2.4 Literatura dotycząca dynamiki interakcji człowieka – operatora i narzędzia

Zagadnienia dotyczące interakcji człowiek i narzędzia ręcznego są znane od dawna jednak stosunkowo niedawno możliwa stała się ich dokładna analiza związana z rozwojem metod pomiarowych zarówno inwazyjnych jak i coraz częściej stosowanych pomiarów bezkontaktowych z wykorzystaniem szybkich kamer i komputerowej analizy obrazu. Literatura dotycząca tego tematu to: [Frolov, Dufosse, Rizek i Kaladjian, 2000], [Minetti i Belli, 1994], [Nigg i Herzog, Biomechanics of the Musculo-Skeletal System, 1994], [Nigg i Liu, The effect of muscle stiffness and damping on simulated impact forces during running, 1999], [Ziemiański i Nowak, Analiza pewnych cech dynamicznych modeli kości ramienia, 2010], [Gerritsen, Bogert, Hulliger i Zernicke, 1998], [Książek i Ziemiański, Model fizyczny łańcucha kinematycznego kończyny górnej, 2010], [Książek i Tarnowski, Experiments on density energy estimation in a hand-arm-hammer drill system, 2002], [Książek i Tarnowski, High speed camera experiments on the energy flow in hand - hammer drill system, 2002], [Książek i Tarnowski, Influence of hand pushing on handle on displacements and accelerations of operator hand measured by non-contact method, 2001], [Książek i Tarnowski, Measurement and modelling

of a hand-handle system, 2002], [Książek, Ziemiański, Basista i Tarnowski, Modelling of dynamical responses of a human-operator in a man-hand tool system, 2009], [Książek, Ziemiański, Basista i Tarnowski, Models of human – operator as a push force regulator in hand tool system, 2008], [Neptune i Hull, 1998], [Sellers, Dennis, Wang i Crompton, 2004], [Liu i Nigg, 2000], [Dhafer, Tsoumanis i Rymer, 2003].

1.3 Cel pracy

Celem ogólnym pracy jest analiza, identyfikacja i modelowanie wybranych zachowań dynamicznych układu człowiek – otoczenie. Układami takimi nazywamy szeroko pojęte modele biomechaniczne znajdujące zastosowanie w biomechanice sportu, biomechanice medycznej jak i wszędzie tam gdzie stajemy przed problemem „współpracy” układów technicznych z ciałem ludzkim. Współpraca ta jest niezwykle trudnym i ciekawym tematem badań, a występujące zjawiska nieporównywalne z żadnymi innymi występującymi w klasycznych naukach inżynierskich.

W pracy postawiono następujące cele szczegółowe:

- Przedstawienie teoretycznej możliwości i aplikacją teorii regulatora liniowo – kwadratowego (LQR) do zadania wibroizolacji człowieka.
- Synteza optymalnego układu wibroizolacji układu człowiek - siedzisko z uwzględnieniem postaci kryterium w pełnej nieuproszczonej formie.
- Opracowanie algorytmu doboru parametrów dla kryteriów optymalizacji aktywnych układów wibroizolacji.
- Weryfikacja wyników przeprowadzonej syntezy układów wibroizolacji poprzez wykorzystanie komputerowych modeli ciała człowieka
- Budowa matematycznego modelu opisującego reakcje dynamiczne w ciele człowieka lądującego po zeskoku.
- Analiza zachowania się ciała człowieka lądującego po zeskoku, z punktu widzenia teorii optymalizacji.
- Opracowanie i walidacja modelu człowieka lądującego po zeskoku z elementami sterowania układem nerwowym.

- Budowa matematycznego modelu, opisującego na podstawie badań doświadczalnych, siłę realizowaną poprzez operatora narzędzia ręcznego.
- Budowa dyskretnego modelu układu ręka – ramię.
- Opracowanie algorytmu identyfikacji parametrów modelu ręka - ramię na podstawie badań doświadczalnych.

2 Analiza i synteza optymalnych układów wibroizolacji

2.1 Wprowadzenie teoretyczne

Zagadnienia wibroizolacji siedzącego człowieka - operatora wywołane przez wibracje ruchomego podłoża, są już dość obszernie opisane w istniejącej literaturze. W większości są to jednak prace uwzględniające pasywne modele ciała człowieka. Modele aktywne człowieka wprowadzają różne dodatkowe aspekty związane z dynamiką i synteza optymalnych układów wibroizolacji.

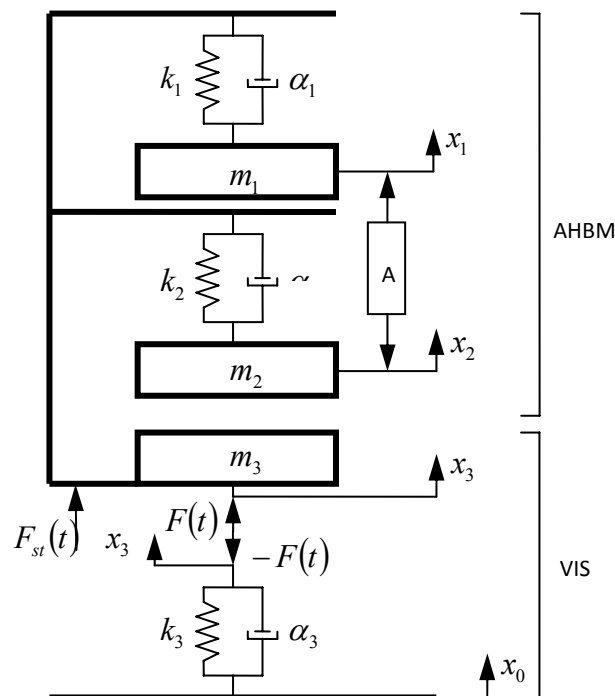
Postać kryterium wibroizolacji jest niezwykle ważnym elementem syntezy różnego typu układów i to właśnie ona kreuje ostateczną postać wyników optymalizacji. Parametrami występującymi w normach i zarazem decydującymi o wpływie wibracji na ciało człowieka są: przyspieszenie, prędkość i przemieszczenie względne. Czasami bierze się jeszcze pod uwagę pierwszą pochodną przyspieszenia, będącą miarą siły działającej na masę, czyli tzw. szarpnięcie. W literaturze wyszczególnia się trzy główne grupy na jakie można podzielić kryteria wibroizolacji:

- a) Kryteria proste – jednoparametrowe. Stosowane są one właściwie jedynie ze względu na łatwość analizy, dając wyniki dalekie od rzeczywistości.
- b) Kryteria złożone – wieloparametrowe. Są to kryteria dające się wyrazić poprzez wzory i zależności matematyczne, lecz wynikające z szerokiej wiedzy dotyczącej układu *człowiek – wibroizolator* i zawierające najistotniejsze ograniczenia.
- c) Kryteria złożone niepoddające się opisowi matematycznemu (zaburzenia błędnika, choroba wibracyjna, uczucie zmęczenia itd.).

W praktycznych obliczeniach często jednak postać kryterium mamy z góry określoną poprzez zastosowanie wybranej metody optymalizacji lub inne czynniki. Natomiast wpływ rzeczywisty mamy jedynie na wagi, pod pojęciem których rozumiemy szereg współczynników, występujących w kryteriach i których zadaniem jest dostosowanie metody do konkretnego problemu. Właściwy dobór tych wielkości z pozoru dowolny i pozostawiony w gestii prowadzącego analizę, jest często kluczowym etapem całości obliczeń. W niniejszej pracy rozważono

sposób ustalania tych wartości, a zaproponowany algorytm został sprawdzony i zaprezentowany na podstawie rzeczywistego modelu ciała siedzącego człowieka - operatora.

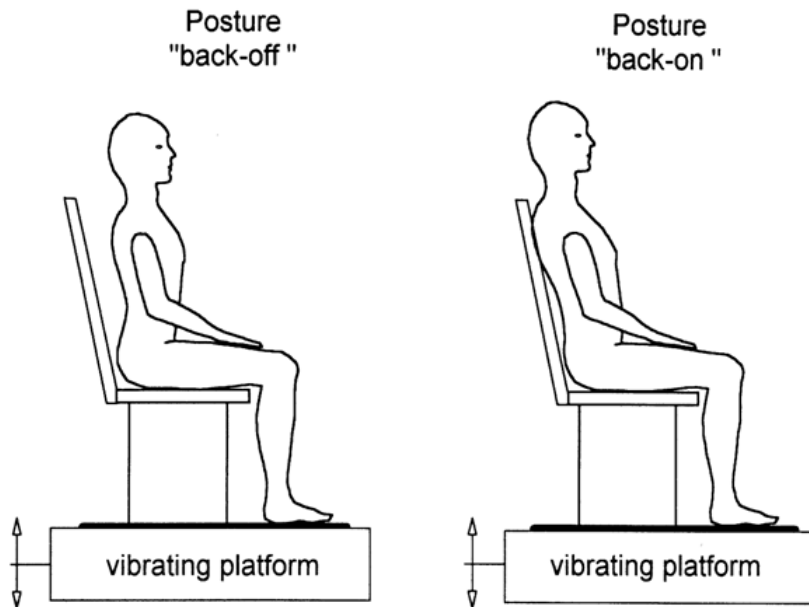
Na rysunku (Rys. 2.1) przedstawiono schemat układu dynamicznego składającego się z aktywnego modelu siedzącego człowieka (AHBM) [Książek, 1999] oraz z układu wibroizolacji (VIS). W skład „VIS” zaliczamy siedzisko o masie m_3 , oraz tłumik o współczynniku tłumienia α_3 połączony równoległe ze sprężyną o sztywności k_3 . Układ aktywny jest opisany za pomocą siły sterującej F_{st} przyłożonej od dołu siedziska. Model człowieka siedzącego (AHBM) jest modelem dwumasowym, w którym element oznaczony na schemacie, jako „A” pełni rolę modyfikatora odpowiedzialnego za uwzględnienie w opisie dwóch pozycji ciała człowieka. Rozważono dwie wersje modelu „AHBM”: wersję odpowiadającą człowiekowi siedzącemu z oparciem („back-on”) i wersję bez oparcia („back-off”). Wartości parametrów modelu „AHBM” jak i „VIS” zależne są od pozycji ciała człowieka [Książek i Janik, 2003] zebrano w (Tab. 2.1).



Rys. 2.1 Schemat analizowanego, aktywnego modelu siedzącego człowieka (AHBM) oraz układu wibroizolacji (VIS)

Rozpatrywany model ciała człowieka jest opisany układem liniowych równań różniczkowych (2.1), gdzie poprzez przyjęcie oznaczeń F_a wprowadzono

element oznaczony na schemacie literą „A” opisujący różnice w zachowaniu się modelu przy postawie operatora-człowieka opartego (wyprostowanego) i nieopartego opisanego w [Książek, 1999].



Rys. 2.2 Model „AHBM” odpowiadający człowiekowi siedzącemu w wersji bez oparcia („back-off”) i z oparciem („back-on”)

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_3) + \alpha_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - F_a = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_3) + \alpha_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_a = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 - k_1(x_1 - x_3) - \alpha_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_2(x_2 - x_3) - \alpha_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_{st} + F = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

Odpowiednie parametry liczbowe opisujące różnicę pomiędzy pozycjami ciała człowieka zostały zgromadzone w (Tab. 2.1). Natomiast F_a dla obydwu przypadków pokazano odpowiednio wzorami (2.2).

$$\begin{aligned} F_a^{back-off} &= -k_{11}(x_1 - x_3) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_{13}(x_2 + x_3) - k_{14}(\dot{x}_2 + \dot{x}_3) \\ F_a^{back-on} &= -k_{11}(x_1 + x_3) - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_{13}(x_2 + x_3) - k_{14}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Wpływ elementów znajdujących się bezpośrednio pod siedziskiem operatora został oznaczony jako F , a równaniem go opisującym jest zależność (2.3) którego stałe zostały zebrane w tabeli (Tab. 2.1).

$$F = k_3(x_3 - x_0) + \alpha_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_0) \quad (2.3)$$

Dla zachowania przejrzystości zastosowano podstawienie, które umożliwia zmniejszenie rzędu rozpatrywanego układu równań różniczkowych kosztem dwukrotnego zwiększenia ich ilości. W celu uzyskania takiego efektu wprowadzamy podstawienie (2.4).

$$y = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Jednocześnie oznaczymy wektor wielkości stanowiących wymuszenie jako (2.5).

$$w = \begin{bmatrix} x_0 \\ \dot{x}_0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Jako wymuszenie wykorzystano funkcję delty Diraca. Funkcja ta opisuje uderzenie, w dziedzinie przyspieszenia.

Dla siły sterującej w równaniach (2.1) oznaczanej symbolem F_{st} wprowadzimy oznaczenie (2.6).

$$u = F_{st} \quad (2.6)$$

Zwiększenie liczby równań różniczkowych kosztem zmniejszenia rzędu występujących w nich pochodnych daje nam jako wyniki wartości przemieszczeń i prędkości. Nie wolno zapominać, iż numeryczne obliczanie pochodnych jest operacją bardzo skomplikowaną i wnoszącą dużo niedokładności do obliczeń. Ponieważ przeprowadzana analiza właściwie dotyczyła wartości drugich pochodnych przemieszczeń (przyspieszeń) mas układu, potrzeba dwukrotnego różniczkowania wyników mogłaby spowodować znaczne zafałszowanie rezultatów.

Po wprowadzeniu pokazanych wyżej przekształceń układ (2.1) sprowadza się do postaci, którą możemy zapisać korzystając z rachunku macierzowego jako (2.7)

$$\dot{y} = Ay + Bw + Du \quad (2.7)$$

gdzie kolejne macierze A, B, D, przyjmują kolejno postacie (2.8) (2.9) (2.10).

$$A^{back-off/on} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_1 - k_{11} & k_{13} & k_1 \pm k_{11} - k_{13} & -k_{12} - \alpha_1 & k_{14} & k_{12} \mp k_{14} + \alpha_1 \\ \frac{m_1}{k_{11}} & \frac{m_1}{k_{13} - k_2} & \frac{m_1}{k_2 \mp k_{11} + k_{13}} & \frac{m_1}{k_{12}} & \frac{m_1}{k_{14} - \alpha_2} & \frac{m_1}{\alpha_2 \pm k_{14} - k_{12}} \\ \frac{m_2}{k_1} & \frac{m_2}{k_2} & \frac{m_2}{-k_1 - k_2 - k_3} & \frac{m_2}{\alpha_1} & \frac{m_2}{\alpha_2} & \frac{m_2}{-\alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3} \\ \frac{m_3}{m_3} & \frac{m_3}{m_3} & \frac{m_3}{m_3} & \frac{m_3}{m_3} & \frac{m_3}{m_3} & \frac{m_3}{m_3} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_3} \end{bmatrix}^T \quad (2.9)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_3}{m_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\alpha_3}{m_3} \end{bmatrix}^T \quad (2.10)$$

Aby móc dokonać analizy układu (2.7) równania różniczkowe zostały uzupełnione o warunki początkowe (2.11), które dla przejrzystości i uproszczenia analizy został przyjęty jako jednorodny.

$$y(0) = y_0 = 0 \quad (2.11)$$

2.2 Aplikacja teorii regulatora liniowo-kwadratowego (LQR) w zadaniach syntezy wibroizolacji

2.2.1 Implementacja metody LQR

Zadanie, które przed nami stoi, możemy zapisać ogólnie jako sumę kilku elementów:

- Znanego modelu deterministycznego (2.12), opisującego zadanie o parametrach skupionych, gdzie przez f rozumiemy n wymiarową funkcję wektorową wektora stanu y oraz wektora sterującego u .

$$\frac{dy}{dt} = f(y, u) \quad (2.12)$$

- Znanego stanu początkowego $y(0)$ i końcowego $y(t_1)$ w pewnej chwili czasu t_1 , gdzie t_1 , nazwany czasem końcowym, nie jest zadany z góry.
- Problemu sterowania optymalnego uzupełnionego poprzez dodanie kryterium jakości, które najogólniej może być zapisane jako (2.13).

$$J = \int_0^{t_1} f_0(y, u) dt \quad (2.13)$$

- Ograniczeń na y i u . Są one traktowane jako rozszerzenie zadania o warunki (2.14).

$$\begin{aligned} u &\in U \\ y &\in Y \end{aligned} \quad (2.14)$$

Do rozwiązania problemu wykorzystamy prawo sterowania liniowego ze sprzężeniem zwrotnym dla liniowych obiektów sterowanych, gdy prawy koniec trajektorii nie jest zadany. Brak zadanego z góry końca trajektorii po prawej stronie, dzięki wykorzystaniu warunku transwersalności, nie stanowi problemu w obliczeniach. Funkcję f zapiszemy więc w postaci układu równań (2.15).

$$\frac{dy}{dt} = f(y, u) = Ay + Bw + Du \quad (2.15)$$

Uogólniona postać wskaźnika jakości w postaci formy kwadratowej przyjmuje postać (2.16).

$$J = \int_0^T \left(\begin{bmatrix} y^T & u^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q & N \\ N^T & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix} \right) dt \quad (2.16)$$

Dla tak postawionego zadania prawo sterowania optymalnego przyjmuje postać (2.17).

$$u^*(t) = -(D^T S + N)y(t) \quad (2.17)$$

gdzie $S(t)$ musi spełniać macierzowe równanie różniczkowe Riccatiego (2.18).

$$-\dot{S} = Q + SA + A^T S - (SD + N)R^{-1}(D^T S + N^T) \quad (2.18)$$

Równanie to redukuje się w stanie ustalonym do warunku $dS/dt=0$, jeżeli $T \rightarrow \infty$, co sprowadza zagadnienie Riccatiego (2.18) do rozwiązania układu równań algebraicznych o postaci (2.19).

$$Q + SA + A^T S - (SB + N)R^{-1}(B^T S + N^T) = 0 \quad (2.19)$$

2.2.2 Dane do obliczeń

Numeryczne wartości parametrów modeli AHBM i VIS zostały zaczerpnięte z pracy [Książek i Janik, 2003] i zaprezentowane w (Tab. 2.1).

Tab. 2.1. Parametry modelu AHBM dla dwóch wersji siedzącego człowieka

Parametr modelu	„Back – off” $m_1+m_2=70.8[\text{kg}]$	Parametr modelu	„Back – on” $m_1+m_2=70.8[\text{kg}]$
$m_1[\text{kg}]$	9.1	$m_1[\text{kg}]$	66

$m_2[\text{kg}]$	61.7	$m_2[\text{kg}]$	4.8
$m_3[\text{kg}]$	35	$m_3[\text{kg}]$	35
$k_1[\text{N/m}]$	11972.5557	$k_1[\text{N/m}]$	51189.32
$k_2[\text{N/m}]$	224456.7485	$k_2[\text{N/m}]$	63335.50
$k_3[\text{N/m}]$	9950	$k_3[\text{N/m}]$	9950
$\alpha_1[\text{Ns/m}]$	3251.9783	$\alpha_1[\text{Ns/m}]$	1704.17
$\alpha_2[\text{Ns/m}]$	519.0440	$\alpha_2[\text{Ns/m}]$	1262.59
$\alpha_3[\text{Ns/m}]$	260	$\alpha_3[\text{Ns/m}]$	260
$k_{11}[\text{N/m}]$	97323.2354	$k_{11}[\text{N/m}]$	123251.32
$k_{12}[\text{N/m}]$	-2226.0653	$k_{12}[\text{N/m}]$	-1781.04
$k_{13}[\text{N/m}]$	-1960.5176	$k_{13}[\text{N/m}]$	-104227.69
$k_{14}[\text{N/m}]$	1164.3525	$k_{14}[\text{N/m}]$	759.69
$f_0[\text{Hz}]$	1.55	$f_0[\text{Hz}]$	1.58

W numerycznych obliczeniach rozważany system był poddany harmonicznemu wymuszeniu przedstawionemu wzorem (2.20):

$$w = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{4\pi^2 f_0^2} \cos(2\pi f_0 t) \\ -\frac{1}{2\pi f_0} \sin(2\pi f_0 t) \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

gdzie oznaczono: w_1 – przemieszczenie, w_2 – prędkość, opisane we wzorze (2.5).

2.2.3 Wyniki obliczeń numerycznych

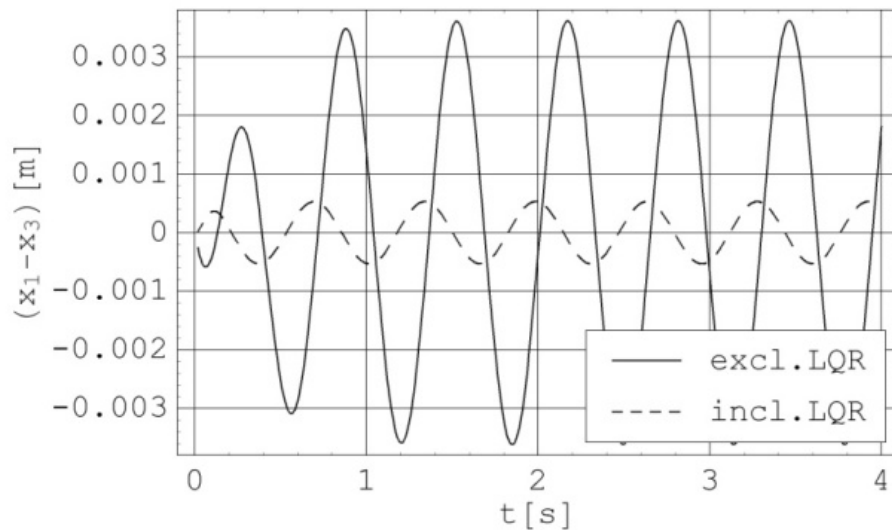
Wynikiem przeprowadzonych obliczeń numerycznych są wartości wektorów $D^T S + N$ ze wzoru (2.17) oznaczone odpowiednio poprzez $K^{\text{back-off}}$ i $K^{\text{back-on}}$ dla wersji bez oparcia (2.21) i z oparciem (2.22).

$$K^{back-off} = [-82588.9 \quad -30800.6 \quad 91303.8 \quad -2426.04 \quad -1986.87 \quad 1580.32]^T \quad (2.21)$$

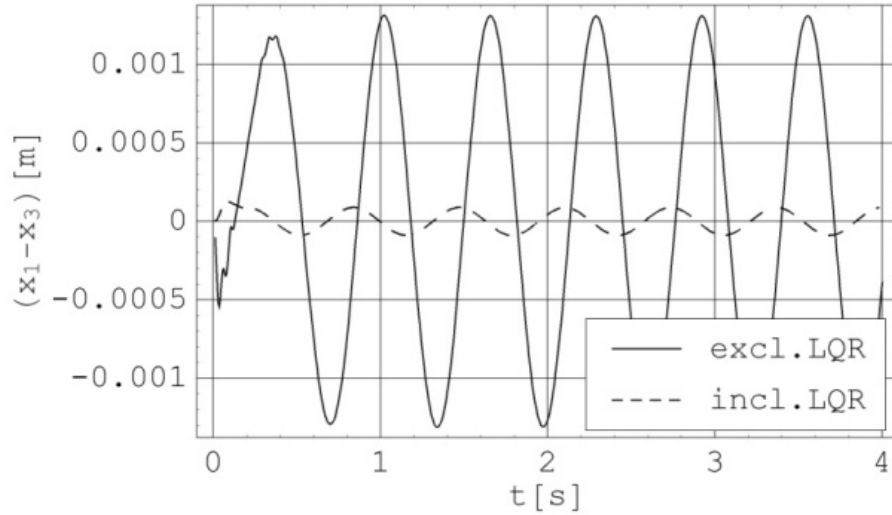
$$K^{back-on} = [-745917. \quad 903462. \quad -441635. \quad 10062.7 \quad -400.684 \quad -12902.7]^T \quad (2.22)$$

Numeryczne symulacje zostały przeprowadzone przy założeniu różnych typów wymuszenia, ale prezentowane wyniki odpowiadają sinusoidalnemu wzbudzeniu z częstotliwością f_0 (2.20).

Przykładowe przebiegi czasowe najważniejszych zmiennych modelu zostały przedstawione na graficznie na rysunkach poniżej. Na rysunkach (Rys. 2.3) i (Rys. 2.4) porównano względne przemieszczenie z i bez LQR.

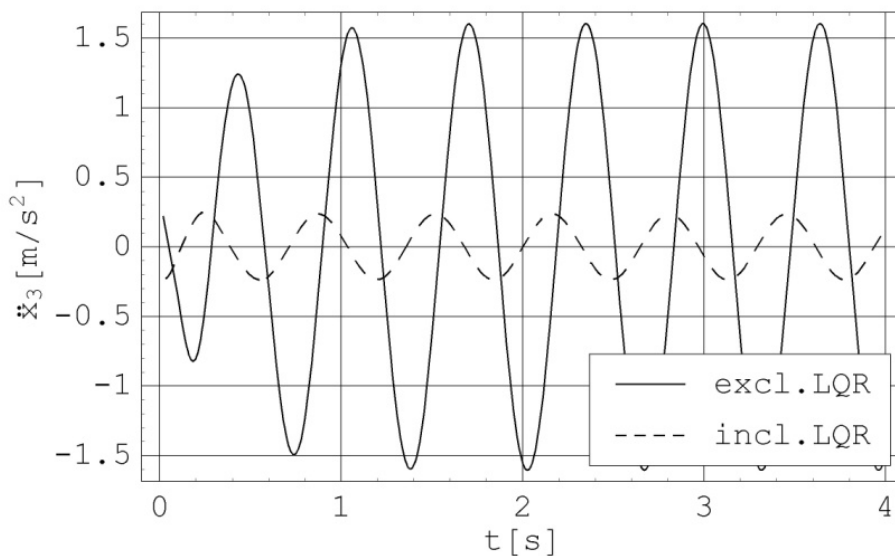


Rys. 2.3 Przebiegi czasowe względnego przemieszczenia x_1-x_3 (y_1-y_3) dla modelu sylwetki z oparciem

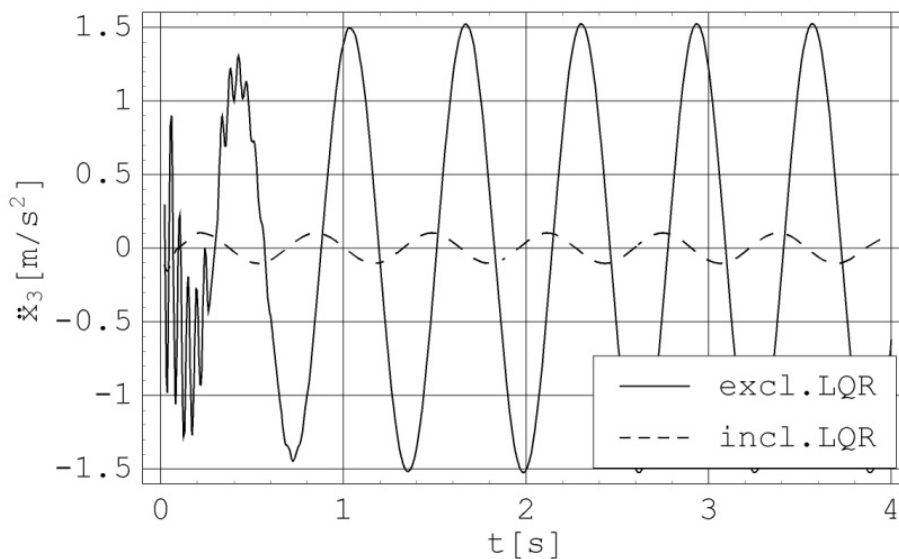


Rys. 2.4 Przebiegi czasowe względnego przemieszczenia x_1-x_3 dla modelu sylwetki bez oparcia

Rysunki (Rys. 2.3) i (Rys. 2.4) pokazują duży wpływ jaki ma zastosowanie kontrolowanej siły sterującej na wartość względnego przemieszczenia mas modelu. Przemieszczenie dla modelu z LQR jest blisko 10 razy mniejsze niż dla modelu bez LQR. Zaobserwować można również duże różnice wyników pomiędzy modelami sylwetki z oparciem i bez oparcia. Jest to efekt większej sztywności modelu z oparciem. Podobne wyniki otrzymano, ale nie umieszczono w pracy, przez obliczenia dotyczące względnego przemieszczenia x_2-x_3 (y_2-y_3), i x_3-x_0 (y_3-y_0).

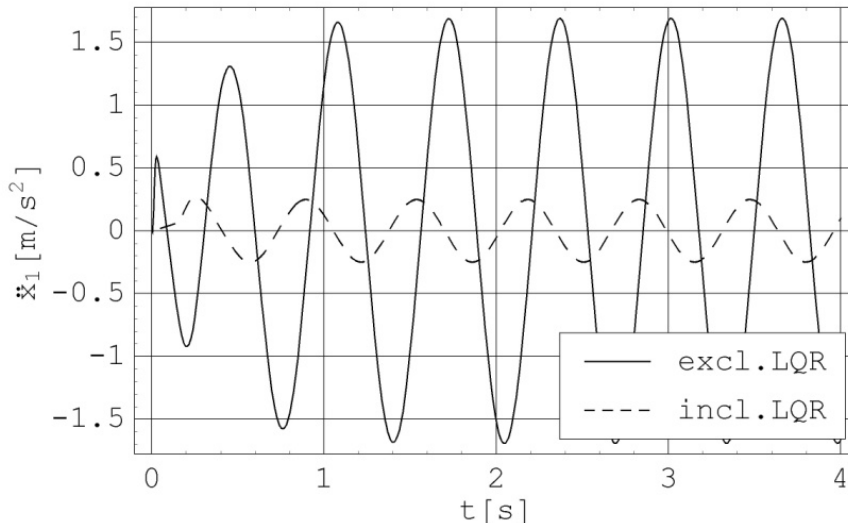


Rys. 2.5 Przebiegi czasowe przyspieszenia \ddot{x}_3 dla modelu sylwetki bez oparcia

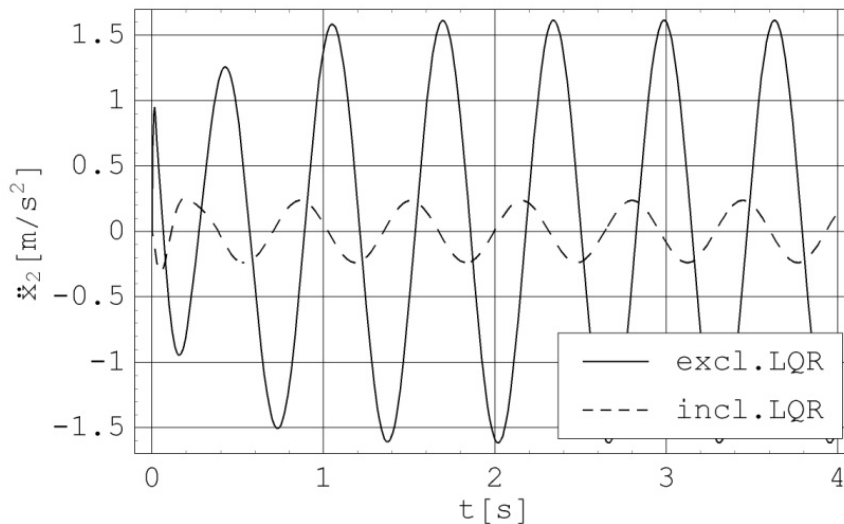


Rys. 2.6 Przebiegi czasowe przyspieszenia \ddot{x}_3 dla modelu sylwetki z oparciem

Na rysunkach (Rys. 2.5) i (Rys. 2.6) zostały zaprezentowane przebiegi czasowe przyspieszenia dla masy m_3 . W tym przypadku, spadek przyspieszenia masy utożsamianej z oparciem, po zastosowaniu regulatora LQR jest prawie 8 razy mniejszy niż bez regulatora LQR.



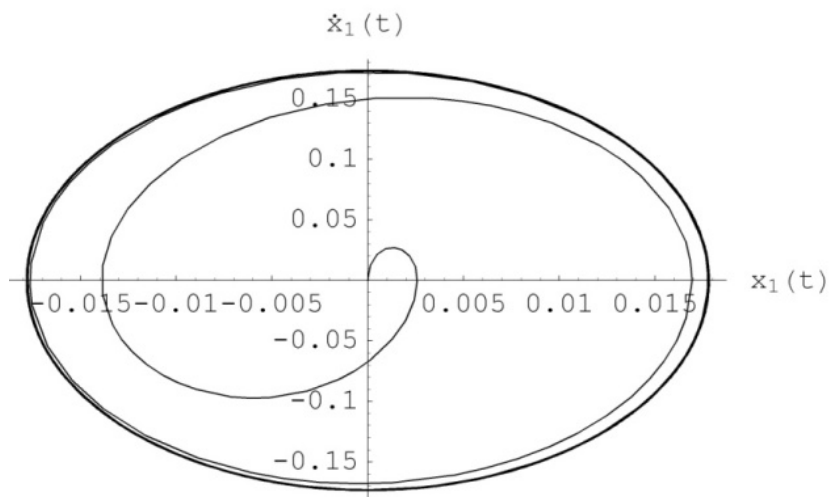
Rys. 2.7 Przebieg czasowy przyspieszenia \ddot{x}_1 dla modelu bez oparcia



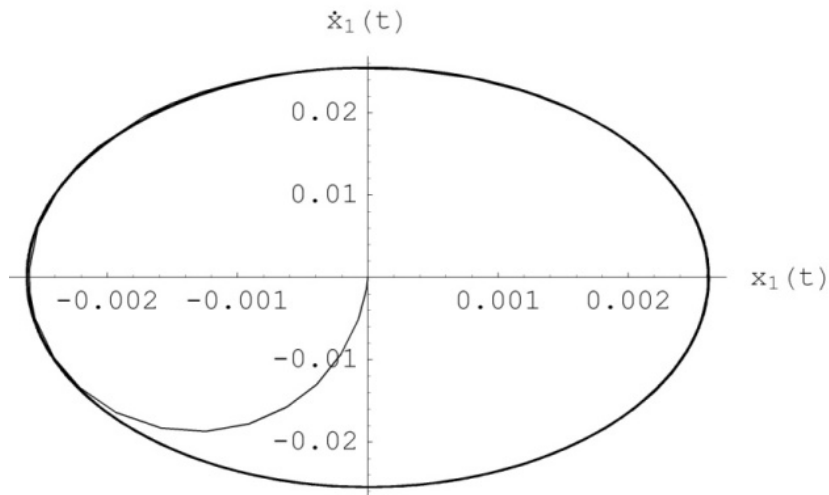
Rys. 2.8 Przebieg czasowy przyspieszenia \ddot{x}_2 dla modelu z oparciem

Zależność między przyspieszeniem mas m_1 i m_2 dla modelu bez oparcia zostały przedstawione na (Rys. 2.7) i (Rys. 2.8).

Na (Rys. 2.9) i (Rys. 2.10) wybrane rezultaty numerycznej symulacji zostały zaprezentowane na płaszczyźnie fazowej. Takie podejście, jako bezpośrednie przedstawienie transformacji (2.4) jest bardzo przydatne w interpretacji pierwotnego, niestacjonarnego stanu systemu AHBM-VIS.



Rys. 2.9 Portret fazowy $\dot{x}_1(t)$ w funkcji $x_1(t)$ dla modelu bez oparcia i bez sterowania LQR dla czasu $t=1 \dots 15[s]$



Rys. 2.10 Portret fazowy $\dot{x}_1(t)$ w funkcji $x_1(t)$ dla modelu bez oparcia ze sterowaniem LQR dla czasu $t=1\dots 15[s]$

2.2.4 Omówienie wyników przeprowadzonej analizy

Badania dotyczące wibroizolacji człowieka - operatora, w obecnym stanie wiedzy, są przedstawiane za pomocą prostych modeli biomechanicznych i prostych kryteriów o niewielkiej liczbie parametrów. Takie podejście skutkuje wynikami uproszczonymi i dalekimi od oczekiwań. Wydaje się oczywiste, że bardziej skomplikowane kryteria i modele biomechaniczne muszą zostać przyjęte, aby zapewnić komfort operatorowi. W pracy przedstawiono aktywne modele biomechaniczne siedzącego człowieka - operatora i wskaźnika jakości dla procedury LQR składającego się z 9 komponentów (przyspieszenia, względnego przemieszczenia) (2.17). Przyspieszenie możemy traktować jako wskaźnik siły działającej na układ. Przemieszczeniami względnymi możemy natomiast określić napięcie pomiędzy poszczególnymi częściami ciała człowieka. W pracy, przyspieszenia mas m_1 , m_2 , m_3 i przemieszczenia względne x_1-x_3 (y_1-y_3), x_2-x_3 (y_2-y_3), x_3-x_0 (y_3-y_0), były przyjęte za wartości mierzalne i zostały użyte jako podstawa do budowy kryteriów optymalizacji układu wibroizolacji.

2.3 Nowy algorytm doboru wag dla wskaźników optymalizacji układów wibroizolacji

2.3.1 Sformułowanie zadania

W prowadzonych rozważaniach zwykle stosowaną postać funkcji f_0 we wskaźniku jakości (2.13) zapiszemy w zmodyfikowanej formie, która po uwzględnieniu założeń dla równania (2.19) możemy zapisać w postaci (2.23).

$$J = \int_0^{\infty} (\dot{x}^T F_x \dot{x} + F_y) dt \quad (2.23)$$

W równaniu (2.23) poprzez wielkości F_x , F_y przedstawiono odpowiednio wzorami (2.24) i (2.25).

$$F_x = I \quad (2.24)$$

$$F_y = y^T Q_1 y \quad (2.25)$$

We wzorze (2.25) Q_1 jest pewną macierzą wag, poprzez którą będziemy mogli wpływać na proces obliczeń. Ponadto macierz ta, ma formę diagonalną, co umożliwia nam zapisanie wskaźnika jakości w postaci rozwiniętej (2.26).

$$J = \int_0^{\infty} \left(\sum_{i=1}^3 \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^3 Q_{1(i+3,i+3)} \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^3 Q_{1(i,i)} x_i^2 \right) dt \quad (2.26)$$

Upraszczając zapis poprzez wykorzystanie układu (2.1), rozwikłanego względem przyspieszeń i stosując oznaczenia zgodne z (2.4) otrzymujemy kryterium w postaci (2.27)

$$J = \int_0^{\infty} \left(\begin{bmatrix} y^T & u^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_2 & N \\ N^T & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix} + y^T Q_1 y \right) dt \quad (2.27)$$

co możemy zapisać jeszcze prościej jako (2.28).

$$J = \int_0^{\infty} \left(\begin{bmatrix} y^T & u^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_1 + Q_2 & N \\ N^T & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix} \right) dt \quad (2.28)$$

Dla rozpatrywanego przypadku macierz Q_2 przyjęła postać: (2.29 – 2.34).
Dla zwięzłości zapisu wykorzystano symetryczność macierzy Q_2 podając kolejne kolumny jej dolnego trójkąta, odpowiednio wzorami: (2.29) (2.30) (2.31) (2.32) (2.33) (2.34).

$$Q_{2(i,1)} = \begin{bmatrix} \frac{2k_1 k_{11}}{m_1^2} + k_{11}^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_2^2} \right) + k_1^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_3^2} \right) \\ \frac{(k_1 + k_{11})k_{13}}{m_1^2} + \frac{(k_{13} - k_2)k_{11}}{m_2^2} + \frac{k_1 k_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_{13} - k_1 - k_{11})(k_1 + k_{11})}{m_1^2} + \frac{(k_2 - k_{11} + k_{13})k_{11}}{m_2^2} - \frac{(k_1 + k_2 + k_3)k_1}{m_3^2} \\ \frac{(k_1 + k_{11})(k_{12} + \alpha_2)}{m_1^2} + \frac{k_{11} k_{12}}{m_2^2} + \frac{k_1 \alpha_1}{m_3^2} \\ \frac{(k_1 + k_{11})k_{14}}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - \alpha_2)k_{11}}{m_2^2} + \frac{k_1 \alpha_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_1 + k_{11})(k_{14} - k_{12} - \alpha_1)}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - k_{12} + \alpha_2)k_{11}}{m_2^2} - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)k_1}{m_3^2} \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

$$Q_{2(i,2)} = \left[\begin{array}{c} k_{13}^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_2^2} \right) + k_2^2 \left(\frac{1}{m_2^2} + \frac{1}{m_3^2} \right) - \frac{2k_2 k_{13}}{m_2^2} \\ \frac{(k_{13} - k_1 - k_{11})k_{13}}{m_1^2} + \frac{(k_{13} - k_2)(k_2 - k_{11} + k_{13})}{m_2^2} - \frac{(k_1 + k_2 + k_3)k_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_{12} + \alpha_1)k_{13}}{m_1^2} + \frac{(k_{13} - k_2)k_{12}}{m_2^2} + \frac{k_2 \alpha_1}{m_3^2} \\ \frac{k_{13} k_{14}}{m_1^2} + \frac{(k_{13} - k_2)(k_{14} - \alpha_2)}{m_2^2} + \frac{k_2 \alpha_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_{14} - k_{12} - \alpha_1)k_{13}}{m_1^2} + \frac{(k_{13} - k_2)(k_{14} - k_{12} + \alpha_2)}{m_2^2} - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)k_2}{m_3^2} \end{array} \right] \quad (2.30)$$

$$Q_{2(i,3)} = \left[\begin{array}{c} \frac{k_2^2}{m_2^2} + \frac{m_3^2((k_1 + k_{11} - k_{13})^2 m_2^2 + (k_{11} - k_{13})(k_{11} - 2k_2 - k_{13})m_1^2) + (k_1 + k_2 + k_3)^2 m_1^2 m_2^2}{m_1^2 m_2^2 m_3^2} \\ \frac{(k_{13} - k_1 - k_{11})(k_{12} + \alpha_1)}{m_1^2} + \frac{(k_2 - k_{11} + k_{13})k_{12}}{m_2^2} - \frac{(k_1 + k_2 + k_3)\alpha_1}{m_3^2} \\ \frac{(k_{13} - k_1 - k_{11})k_{14}}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - \alpha_2)(k_2 - k_{11} + k_{13})}{m_2^2} - \frac{(k_1 + k_2 + k_3)\alpha_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_1 + k_{11} - k_{13})(k_{12} - k_{14} + \alpha_1)}{m_1^2} + \frac{(k_2 - k_{11} - k_{13})(k_{14} - k_{12} + \alpha_2)}{m_2^2} + \frac{(k_1 + k_2 + k_3)(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)}{m_3^2} \end{array} \right] \quad (2.31)$$

$$Q_{2(i,4)} = \left[\begin{array}{c} \frac{2k_{12}\alpha_1}{m_1^2} + k_{12}^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_2^2} \right) + \alpha_1^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_3^2} \right) \\ \frac{(k_{12} + \alpha_1)k_{14}}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - \alpha_2)k_{12}}{m_2^2} + \frac{\alpha_1 \alpha_2}{m_3^2} \\ \frac{(k_{12} + \alpha_1)(k_{14} - k_{12} - \alpha_1)}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - k_{12} + \alpha_2)k_{12}}{m_2^2} - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)\alpha_1}{m_3^2} \end{array} \right] \quad (2.32)$$

$$Q_{2(i,5)} = \left[\begin{array}{c} k_{14}^2 \left(\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{m_2^2} \right) + \alpha_2^2 \left(\frac{1}{m_2^2} + \frac{1}{m_3^2} \right) - \frac{2k_{14}\alpha_2}{m_1^2} \\ \frac{(k_{14} - k_{12} - \alpha_1)k_{14}}{m_1^2} + \frac{(k_{14} - \alpha_2)(k_{14} - k_{12} + \alpha_2)}{m_2^2} - \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)\alpha_2}{m_3^2} \end{array} \right] \quad (2.33)$$

założonej wartości wagi lub wag, ale również od wartości samej macierzy Q_2 (2.37). W związkach (2.38) i (2.39) zostały zaproponowane dwa podejścia. Podejście pierwsze wykorzystuje do budowy macierzy Q_1 ślad macierzy Q_2 (2.38). Drugie podejście wykorzystuje natomiast do budowy macierzy Q_1 wartości własne macierzy Q_2 (2.39). Dzięki takiej budowie macierzy Q_1 stało się możliwe zarówno w (2.38) jak i (2.39) zastosowanie tylko jednej wielkości, oznaczonej przez μ , którą bezpośrednio należy modyfikować podczas prowadzenia obliczeń.

$$Q_1 = \mu \cdot (\text{Tr}(Q_2))^T I \quad (2.38)$$

$$Q_1 = \mu \cdot (\text{eigenvalues}(Q_2))^T I \quad (2.39)$$

Zastąpienie wielu wag i współczynników jednym łatwym do doboru parametrem zależnym od spodziewanego wyniku obliczeń, jest bardzo wygodne i zmniejsza znacząco czas potrzebny na wyznaczenie sterowania, poświęcany zwykle na właściwe dobranie metody. Sprowadza się ono do doboru wielu wag i współczynników, które zwykle były niezależne, a często tylko nieliczne z nich miały istotne znaczenie dla obliczeń. Przeprowadzone symulacje przynajmniej dla przykładowego układu (Rys. 2.11) pokazały, że parametr μ powinien przyjmować wartości małe, a dobrym sposobem modyfikowania go jest taki jego dobór, aby wielkość wymaganej siły sterującej nie przekraczała żądanych granic (2.14), co można zapisać ogólnie jako (2.40).

$$\mu = \text{const}(u) \quad (2.40)$$

Przy wykorzystaniu zaproponowanych wzorów na wyznaczenie Q_1 otrzymane macierze wagowe przyjmą postacie jak pokazano w (2.41), (2.42)

$$Q_1 = \begin{bmatrix} \mu \cdot Q_{2(1,1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu \cdot Q_{2(1,1)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu \cdot Q_{2(1,1)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu \cdot Q_{2(1,1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \cdot Q_{2(1,1)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \cdot Q_{2(1,1)} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

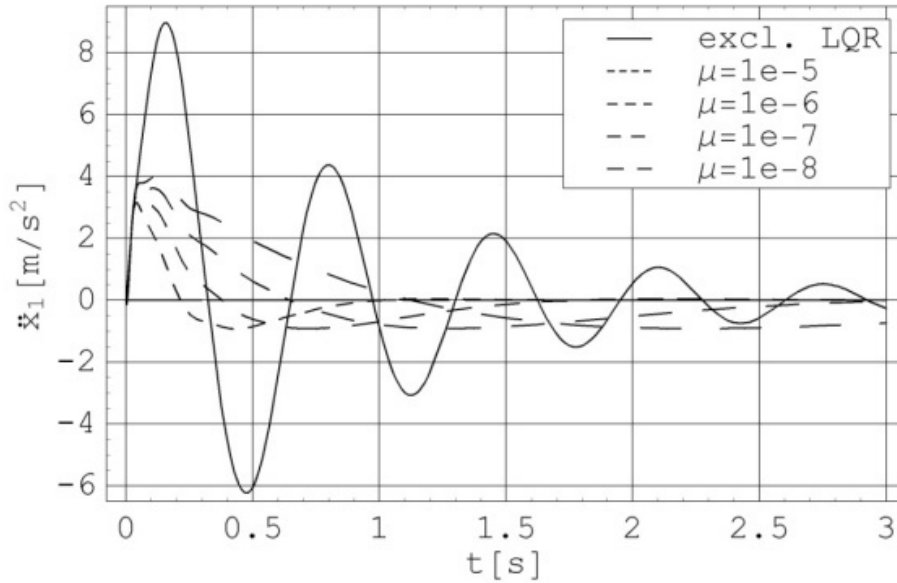
$$Q_1 = \begin{bmatrix} \mu \cdot \lambda_1(Q_2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu \cdot \lambda_2(Q_2) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu \cdot \lambda_3(Q_2) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu \cdot \lambda_4(Q_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \cdot \lambda_5(Q_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \cdot \lambda_6(Q_2) \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

gdzie przez operator $\lambda_i(Q_2)$, $i=1..6$ rozumiemy kolejne wartości własne macierzy Q_2 .

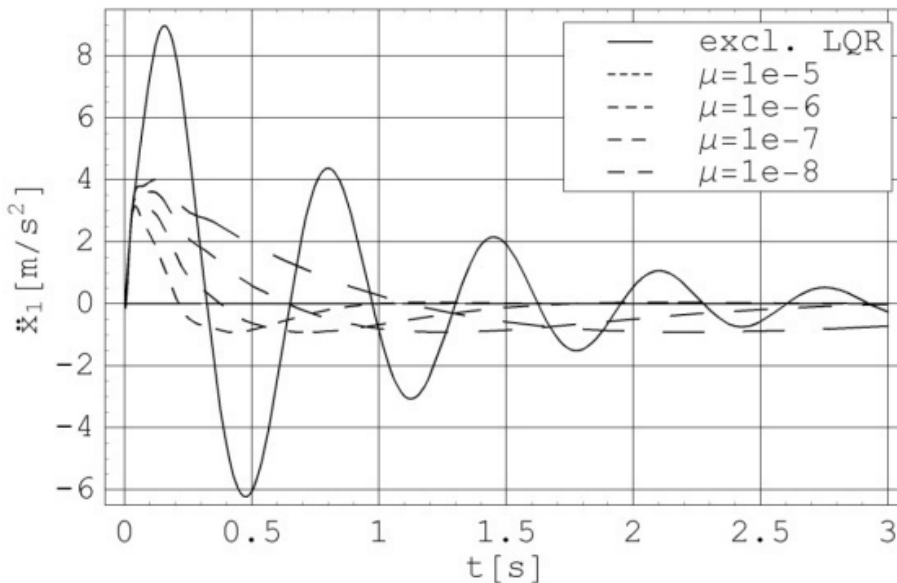
2.3.3 Prezentacja wyników obliczeń

Poniżej zamieszczone rysunki prezentują wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych. Dla zwięzłości i przejrzystości ograniczono się do zaprezentowania wyników dla jednego modelu, ciała człowieka - operatora siedzącego bez oparcia (modelu „back-off”). Model z oparciem „back-on” został pominięty, gdyż prezentacja wyników uzyskanych dla niego nie wносиła dodatkowych istotnych wniosków do rozważań. Jakościowo były one bowiem identyczne jak te uzyskane dla modelu „back-off”.

Na kolejnych ilustracjach (Rys. 2.11) (Rys. 2.12) (Rys. 2.13) (Rys. 2.14) zostały przedstawione uzyskane przebiegi zmienności przyspieszeń w przedziale czasu 0 - 4[s]. Na rysunkach zostały porównane przebiegi przyspieszeń dla modelu bez stosowania optymalizacji oznaczane jako „excl. LQR” oraz przy zastosowaniu procedury „LQR” dla wielkości bezwymiarowego parametru μ (2.37) zawartego w przedziale od 1e-8 do 1e-5.



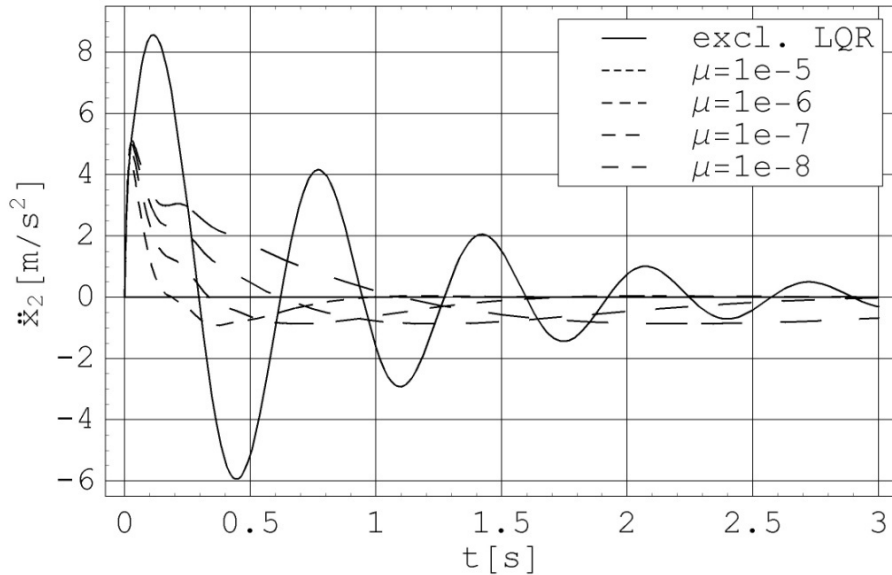
Rys. 2.11 Przyspieszenie masy m_1 dla modelu „back-off” bez sterowania i z uwzględnieniem procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.38)



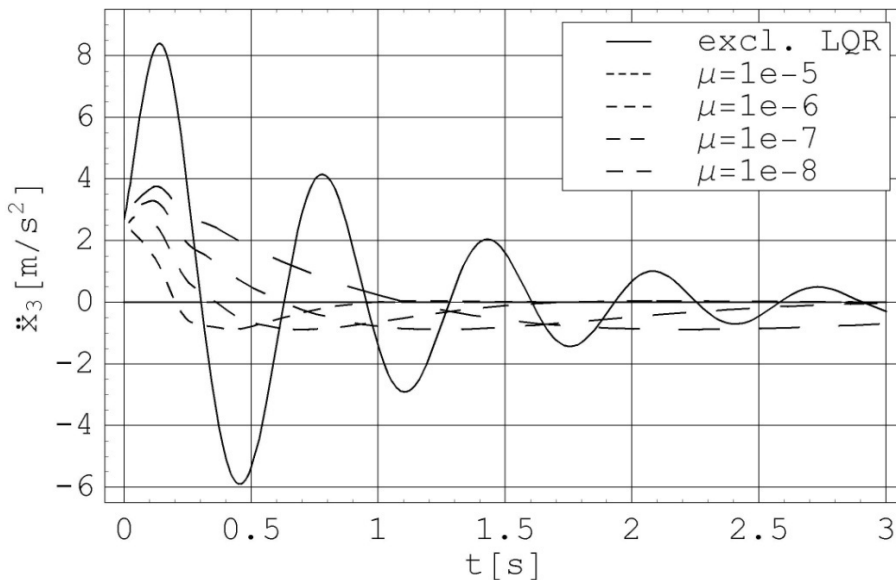
Rys. 2.12 Przyspieszenie masy m_1 dla modelu „back-off” bez sterowania i z uwzględnieniem procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.39)

Na rysunkach (Rys. 2.11) i (Rys. 2.12) przedstawiono przebiegi przyspieszeń dla masy pierwszej przy wykorzystaniu sformułowań (2.38) oraz (2.39) prowadzących do bardzo zbliżonych (co do rzędu wartości) wartości macierzy Q_1 więc i uzyskiwane wyniki są niemal identyczne. Wprawdzie po dokładnej analizie widać, że przyjęcie sformułowania (2.39) daje minimalnie lepsze rezultaty, ale różnica jest tak znikomo mała, iż raczej nie należy zwiększać

złożoności prowadzonych obliczeń, stosując sformułowanie (2.39) (Rys. 2.12), tylko pozostać przy bardzo prostym w implementacji sformułowaniu (2.38), (Rys. 2.11). Takie bezpośrednie porównanie pokazało, iż obydwa sformułowania okazały się równie przydatne, a uzyskane dzięki nim wyniki zbliżone.



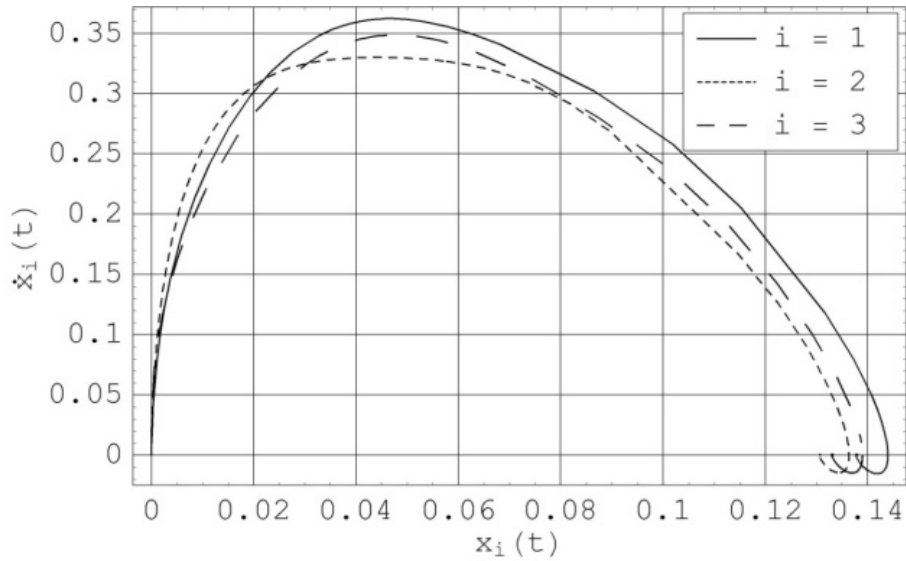
Rys. 2.13 Przyspieszenie masy m_2 dla modelu „back-off” bez sterowania i po uwzględnieniu procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.39)



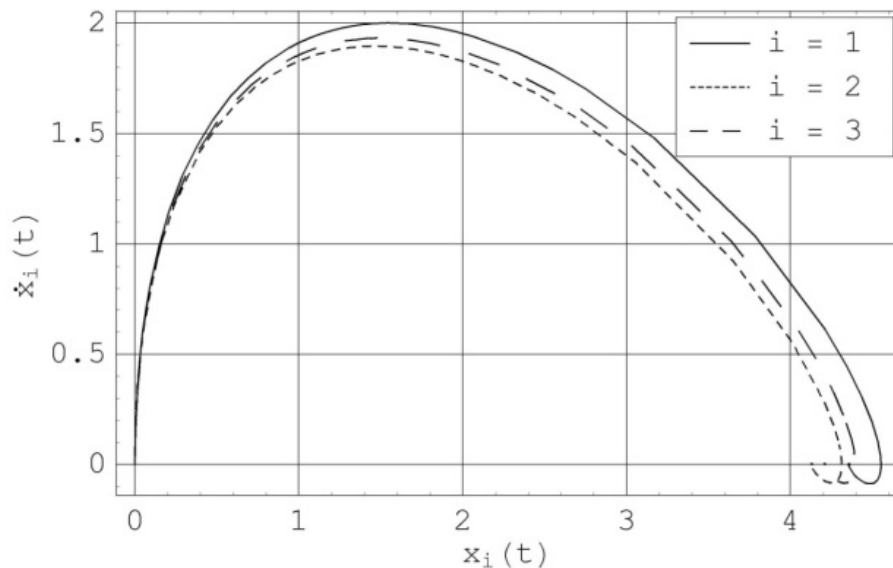
Rys. 2.14 Przyspieszenie masy m_3 dla modelu „back-off” bez sterowania i po uwzględnieniu procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.38)

Na rysunkach (Rys. 2.15) i (Rys. 2.16) pokazano odpowiednio wyniki obliczeń wykorzystując płaszczyznę fazową dla wszystkich trzech stopni swobody

dla dwóch wartości parametru μ . Na rysunku (Rys. 2.15) parametr przyjmuje wartość $\mu=10^{-5}$ natomiast na (Rys. 2.16) wartość $\mu=10^{-8}$.



Rys. 2.15 Parametryczny wykres wielkości dx_i/dt , oraz x_i w funkcji czasu dla wszystkich trzech mas, dla sformułowania (2.38) przy $\mu=10^{-5}$



Rys. 2.16 Parametryczny wykres wielkości dx_i/dt , oraz x_i w funkcji czasu dla wszystkich trzech mas, dla sformułowania (2.38) przy $\mu=10^{-8}$

2.4 Analiza komputerowa w pakietach obliczeniowych dla zadań kinematyki ruchu

Coraz częstszym zjawiskiem występującym w badaniach nad ruchem ciała człowieka jest wykorzystanie do prowadzenia analiz modeli komputerowych. Modele takie możemy podzielić na modele ogólne umożliwiające wykorzystanie ich do analizy bardzo szerokiego spektrum zagadnień i modele przeznaczone do

analizy wybranego ruchu. W obydwóch przypadkach są one zwykle bardzo skomplikowane i rozbudowane, wprowadzane najczęściej tam gdzie utrudnione jest prowadzenie badań i pomiarów. Do ich budowy wymagane jest posiadanie bogatego oprogramowania komputerowego i wiedzy dotyczącej programowania i metod numerycznych.

Wszystkie tworzone współcześnie modele komputerowe opierają się na podstawowych prawach ruchu i bazują na danych pomiarowych zaczerpniętych z rzeczywistych pomiarów, laboratoryjnych lub terenowych.

Najczęściej podlegającymi modelowaniu komputerowemu elementami ciała są układy kostne, mięśniowo - szkieletowe i struktury w których skład wchodzi elementy układów nerwowych. Modele takie korzystają z szeregu uproszczeń które jednak sprawiają, że dobrze sprawdzają się one w opisie wybranego zagadnienia. Budowa jednego spójnego modelu ciała człowieka, który mógłby zostać wykorzystany w szerokim zakresie badań, wydaje się więc bardzo kuszącym zagadnieniem. Jednak przy dzisiejszym stanie wiedzy i dostępnych środkach obliczeniowych jego budowa jest zadaniem, które dopiero zostanie zrealizowane w przyszłości.

Budowane modele komputerowe ciała człowieka wykorzystywane są dziś do analizy najczęściej wykonywanych ruchów a ich najczęstsze wykorzystanie dotyczy analizy zadań związanych z lokomocją.

W dalszej części pracy przedstawiono najważniejsze zagadnienia związane z budową modeli wykorzystywanych do analizy wpływu drgań na organizm ludzki. Przedstawiono przykłady rozwiązań stosowanych w rzeczywistych stanowiskach pracy i pokazano zagadnienie wibracji w kontekście obowiązujących norm i przepisów. Następnie zaprezentowano utworzony komputerowy model ciała człowieka przeznaczony do analizy wpływu wibracji ogólnych na ciało siedzącego człowieka – operatora.

2.4.1 Metody używane do budowy komputerowych modeli ruchu ciała ludzkiego

Współczesna biomechanika wiąże ze sobą w sposób nierozdzielny wszystkie aspekty życia i działalności człowieka, a jednym z najważniejszych jej działów jest biomechanika pracy, zajmująca się analizowaniem przyczyn i skutków sił, występujących podczas pracy w układzie mięśniowo – szkieletowym

człowieka. Zajmuje się ona nie tylko typową pracą fizyczną, ale również pracą uważaną i zaliczaną, jako umysłowa. Biomechanika pracy zajęła szczególne miejsce przy projektowaniu bezpiecznych i przyjaznych człowiekowi stanowisk i procesów produkcyjnych.

Przy tego typu projektowaniu uwzględnione muszą zostać zarówno natychmiastowe jak i kumulowane w czasie skutki oddziaływania sił obciążających układ mięśniowo – szkieletowy pracownika. Uwzględnić tu musimy między innymi efekty wstrząsów jak i oddziaływanie drgań o szerokim zakresie zmienności. Współczesna biomechanika pracy w połączeniu z fizjologią i elementami psychologii stoi u podstaw ergonomii pracy człowieka - operatora narażonego na szereg negatywnych skutków wykonywanej pracy, takich jak schorzenia i dysfunkcje związane z ekspozycją na oddziaływanie wibracji miejscowej jak i ogólnej. Zaproponowany płaski biomechaniczny model ciała siedzącego człowieka poddanego wibracjom pionowym, poddany analizie w niniejszej pracy został pokazany na rysunku (Rys. 2.19). Stanowi on materiał umożliwiający testowanie i sprawdzanie rozwiązań ergonomicznych stanowisk pracy, od których wymagamy zapewnienia komfortu i bezpieczeństwa operatora. Model został zbudowany uwzględniając anatomiczną strukturę ciała człowieka, istniejące normy oraz dane doświadczalne. Człowiek podczas pracy narażony jest na interakcje z wieloma źródłami wibracji. Gdy analizie ma podlegać kilka części ciała pracownika musimy stosować modele złożone. Dotychczas nie udało się zbudować modelu uniwersalnego, który można by potraktować jako ogólny. W pracy podjęto się budowy komputerowego modelu biomechanicznego symulującego zachowanie człowieka poddanego pionowym wibracjom ogólnym jak i miejscowym, dającego szerokie możliwości analizy obciążeń większości części ciała. Główną trudnością podczas przygotowania modelu było właściwe uwzględnienie złożonej budowy anatomicznej, oraz dobór parametrów opisujących w sposób wiarygodny właściwości tkanek ciała ludzkiego.

2.4.2 Procedura syntezy komputerowego modelu ciała człowieka poddanego wibracjom ogólnym

Przy tego typu projektowaniu uwzględnione muszą zostać zarówno natychmiastowe jak i kumulowane w czasie skutki oddziaływania sił obciążających układ mięśniowo – szkieletowy pracownika.

Badania antropometryczne wskazują, że systematycznie zmieniają się wymiary ciała. Dane powinny być stale aktualizowane a od czasu przeprowadzenia badań do momentu ich wykorzystania mija często nawet 10 lat i tak np. przeciętny wzrost mężczyzn w Polsce wynosił:

- 1870r. – 163 [cm],
- 1920r. – 165 [cm],
- 1960r. – 169,5 [cm],
- 2000r. – 174,8 [cm],
- 2020r. – 177,7 [cm] (prognozowane).

Widać więc, że wprowadzane rozwiązania układów wibroizolacji ciała człowieka muszą być zawsze oparte na najnowszych pomiarach i statystycznych opracowaniach wielkości ciała człowieka. Oczywiście najlepszym rozwiązaniem jest tworzenie stanowisk pracy opartych na regulowanych układach aktywnej eliminacji szkodliwych efektów obciążających operatora. Stanowiska takie powinny umożliwiać szeroki zakres zmian nastaw i parametrów, dobieranych zależnie od indywidualnych cech i wymiarów operatora.

Na (Rys. 2.17) przedstawiono przykładowe siedzisko przeznaczone dla kierowców i operatorów narażonych na szkodliwe dla organizmu ludzkiego drgania mechaniczne. Ma ono wiele parametrów regulacji, które służą do indywidualnego ich nastawienia przez człowieka.



Rys. 2.17 Przykładowy fotel

Siedziska takie jak pokazane na (Rys. 2.17) znajdują zastosowanie w ciężkich maszynach budowlanych i coraz częściej w nowoczesnych maszynach rolniczych. W (Tab. 2.2) zebrano najważniejsze parametry techniczne opisujące pokazane siedzisko.

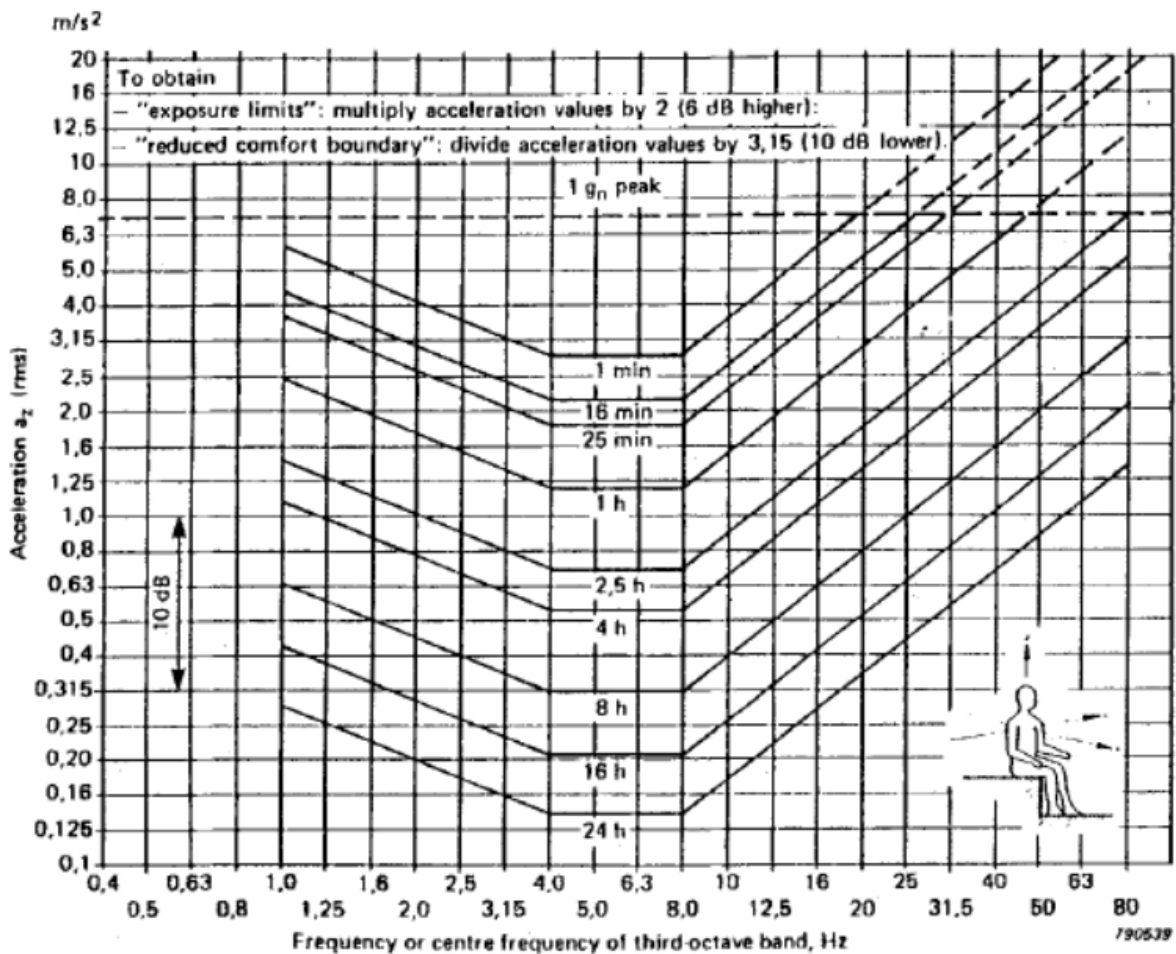
Tab. 2.2 Dane techniczne fotela

DANE TECHNICZNE:	
Wysokość:	820 [mm]
Długość:	570 [mm]
Szerokość:	545 [mm]
Wartość tłumienia drgań:	45 [%]-50 [%]
Skok siedziska:	80 [mm]
Regulacja ustawienia wzdłużnego:	150 [mm]
Obciążenia:	60-120 [kg]
Masa siedziska:	32 [kg]

Normą, która najszerszej i najogólniej traktuje o wibracjach ogólnych jakim może być poddany człowiek – operator jest norma ISO 2631. Norma ta zawiera wykresy (Rys. 2.18) dzięki którym można łatwo wyznaczyć maksymalne co do wartości, jak i dozymetryczne wartości drgań ogólnych, którym może podlegać ciało ludzkie podczas pracy. Norma ta podaje również trzy granice przyspieszeń w których człowiek jest narażony na wibracje:

- granice komfortu,
- granice uciążliwości,
- granice szkodliwości drgań.

W (Tab. 2.3) pokazano przykładowe wartości obciążeń wibracjami jakim może być poddany operator w wypadku drgań pionowych siedziska. Wartości te zostały dobrane dla rzeczywistego stanowiska laboratoryjnego, na którym przeprowadzono szereg prób związanych z wibracjami siedzącego człowieka.



Rys. 2.18 Dopuszczalne wartości przyspieszeń wg normy ISO 2631

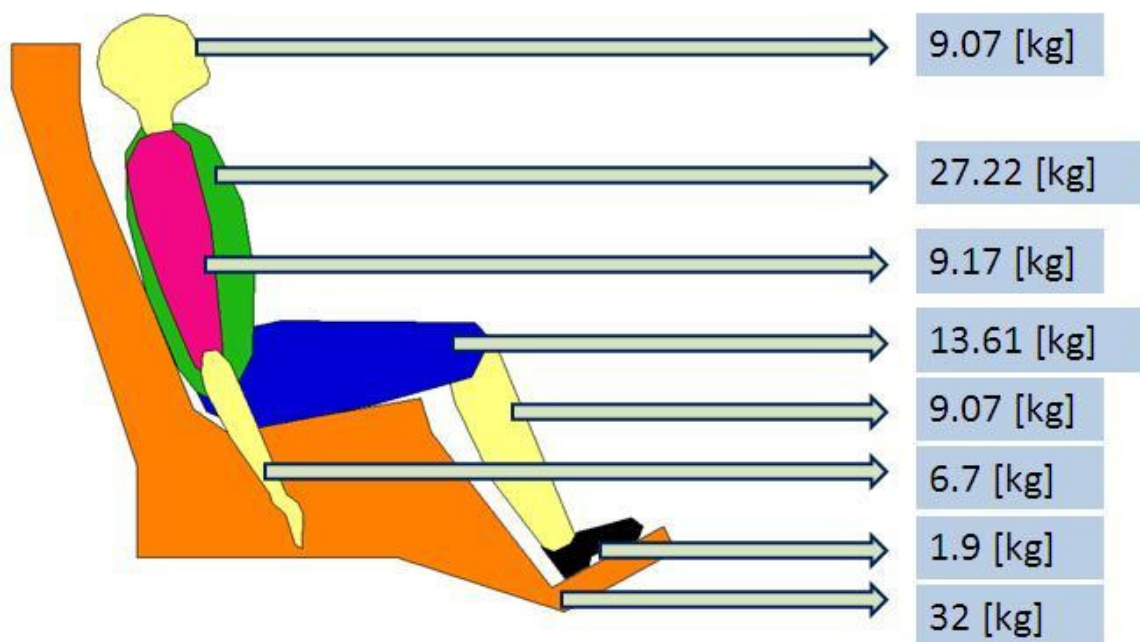
Tab. 2.3 Wibracje siedziska - przykład

F [Hz]	a_{RMS} [m/s ²]	a_{peak} [m/s ²]	$Z_{komf1min}$ [m]	Z_{komf8h} [m]	$Z_{uciąż11min}$ [m]	$Z_{uciąż18h}$ [m]	$Z_{szkod11min}$ [m]	$Z_{szkod18h}$ [m]
2	4	5,6	0,011	0.0013	0,035	0,0044	0,07	0,0088
5	2,9	4,09	0,0013	0,00014	0,0041	0,00045	0,0082	0,0009

2.4.3 Model komputerowy ciała człowieka – operatora

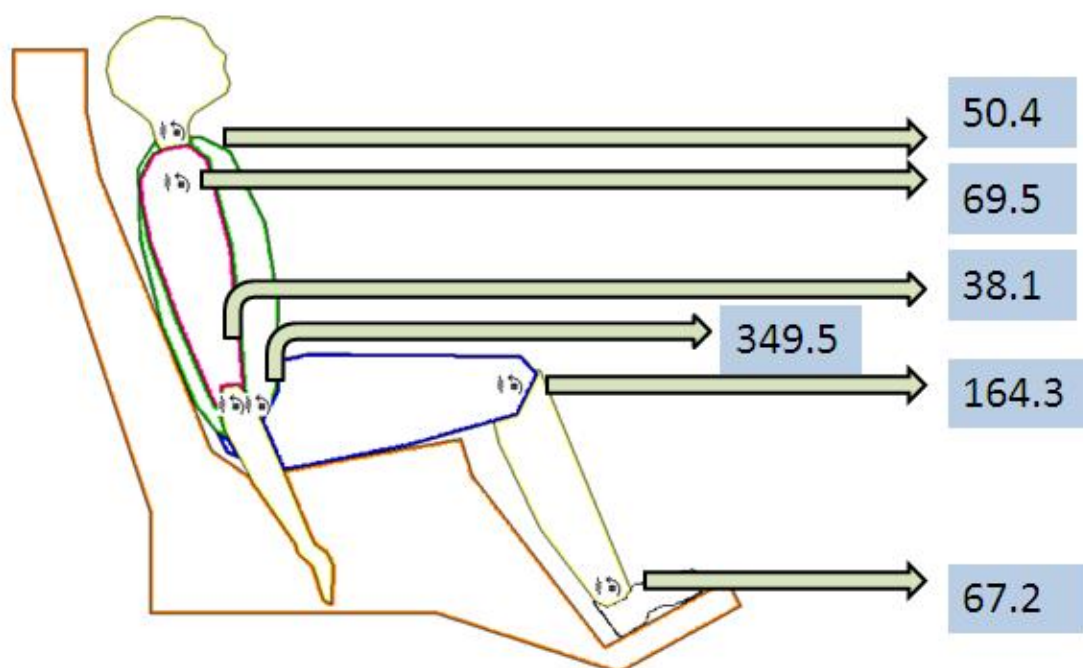
Do budowy modelu komputerowego ciała człowieka – operatora użyto pakietu do analizy kinematyki typu Working Model 2D. System Working Model jest programem opartym na metodzie symulacji numerycznej, przeznaczonym do prowadzenia dwuwymiarowych (Working Model 2D) oraz trójwymiarowych (Working Model 3D) analiz z zakresu kinematyki i dynamiki mechanizmów. System ten jest produkowany i rozwijany przez amerykańską firmę MSC Working Knowledge.

Na (Rys. 2.19) pokazano gotowy model ciała człowieka spoczywający na siedzisku. Dla modelu wprowadzono dane odpowiadające rzeczywistym parametrom ciała człowieka oraz dane opisujące rzeczywisty fotel operatora.



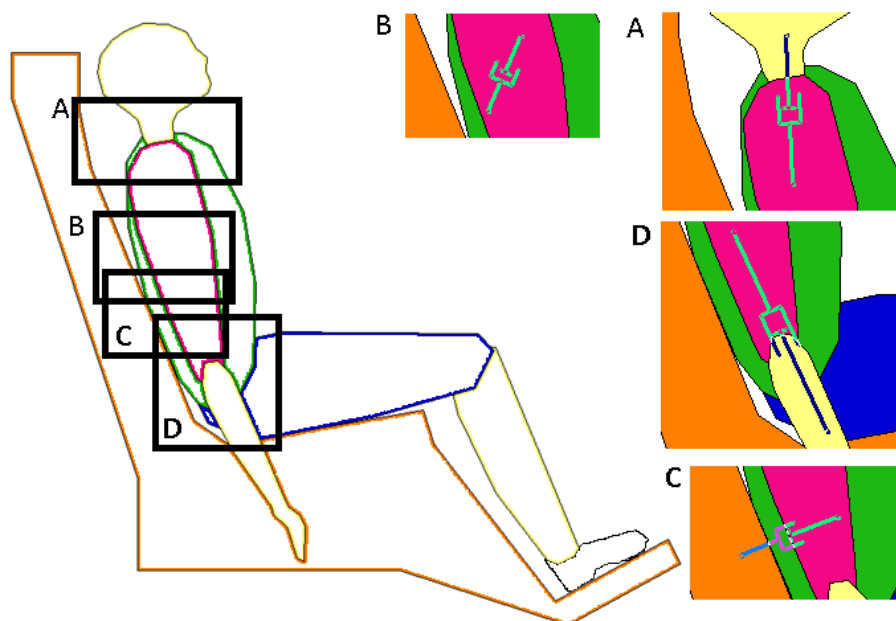
Rys. 2.19 Model komputerowy do analizy drgań pionowych człowieka wraz z siedziskiem – masy elementów

Aby model komputerowy mógł dokładnie opisać zjawiska zachodzące w ciele człowieka poddanego wibracjom pionowym został on uzupełniony o dane wynikające z kinematyki ruchu ciała ludzkiego. W stawach zostały założone elementy sprężyste obrotowe tak, by model jak najwierniej opisywał wzajemne ruchy pomiędzy członami ciała człowieka. Elementom sprężystym, które w rzeczywistości kontrolowane są przez układ mięśniowy przypisano parametry sprężystości zgodnie z (Rys. 2.20).



Rys. 2.20 Wartości współczynników sprężyn spiralnych w stawach [Nm/rad]

Aby możliwie najwierniej móc odwzorować kinematykę ruchu ciała ludzkiego wprowadzono dodatkowe elementy tłumiące pokazane na (Rys. 2.21). Elementy te umożliwiły uwzględnienie w modelu właściwości tłumiących ciała ludzkiego jak i wierne odwzorowanie interakcji pomiędzy ciałem ludzkim a siedziskiem.



Rys. 2.21 Model komputerowy do analizy drgań pionowych człowieka – elementy tłumiące

Na (Rys. 2.21) dużymi literami A, B, C, D, oznaczono miejsca wystąpienia w modelu komputerowym elementów tłumiących, których parametry tłumienia zostały wyznaczone przez autora i zebrane w (Tab. 2.4).

Tab. 2.4 Parametry tłumienia modelu

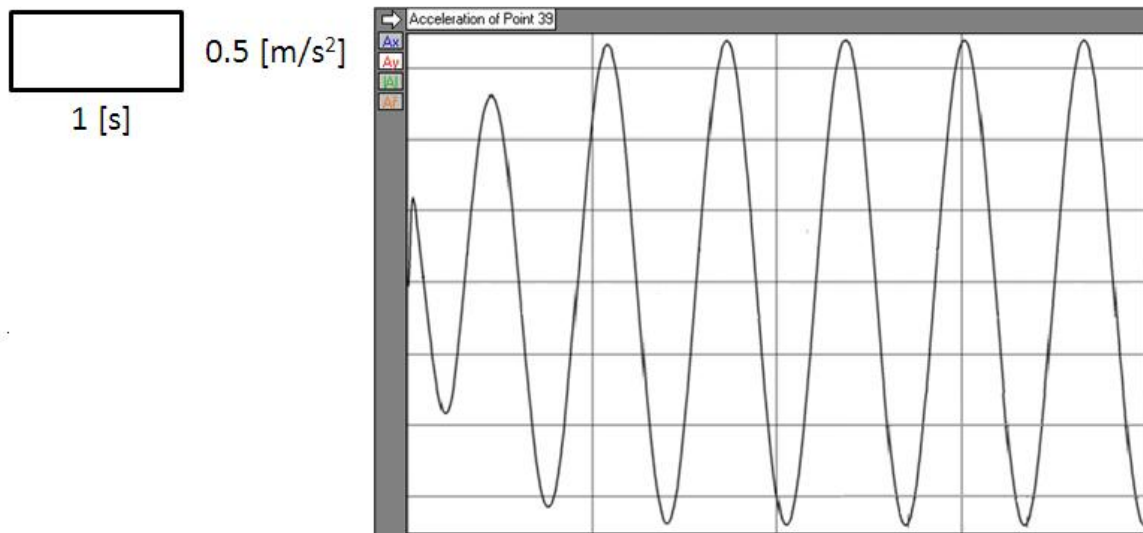
Lp.	Wymiar	Wartość
A	α_1 [Ns/m]	90.72
B	α_2 [Ns/m]	22.7
C	α_3 [Ns/m]	22.68
D	α_4 [Ns/m]	91.5

Wymuszenie zostało przyjęte tak jak w rozdziale (2.2.2) wzorem (2.21) o wartościach parametrów danych w (Tab. 2.1).

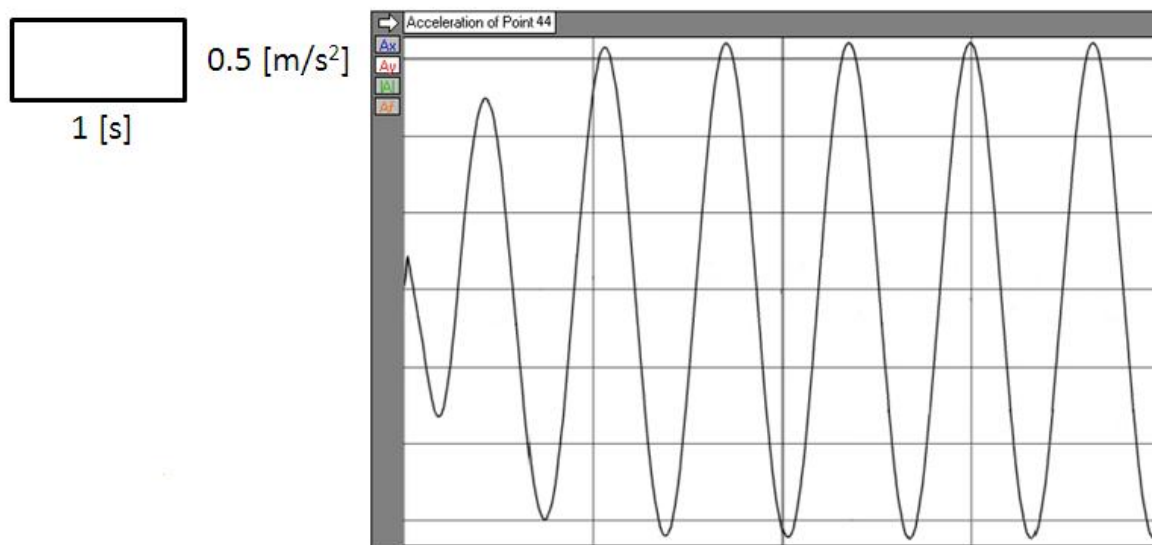
2.4.4 Wyniki obliczeń komputerowego modelu ciała człowieka

Wyniki przeprowadzonej analizy zostały przedstawione graficznie. Pierwsza ilustracja przedstawia przebieg czasowy przyspieszeń (Rys. 2.22), które

możemy zarejestrować na głowie człowieka – operatora poddanego wibracjom ogólnym pionowym. Natomiast ilustracja (Rys. 2.23) przedstawia przyspieszenie dla siedziska układu.



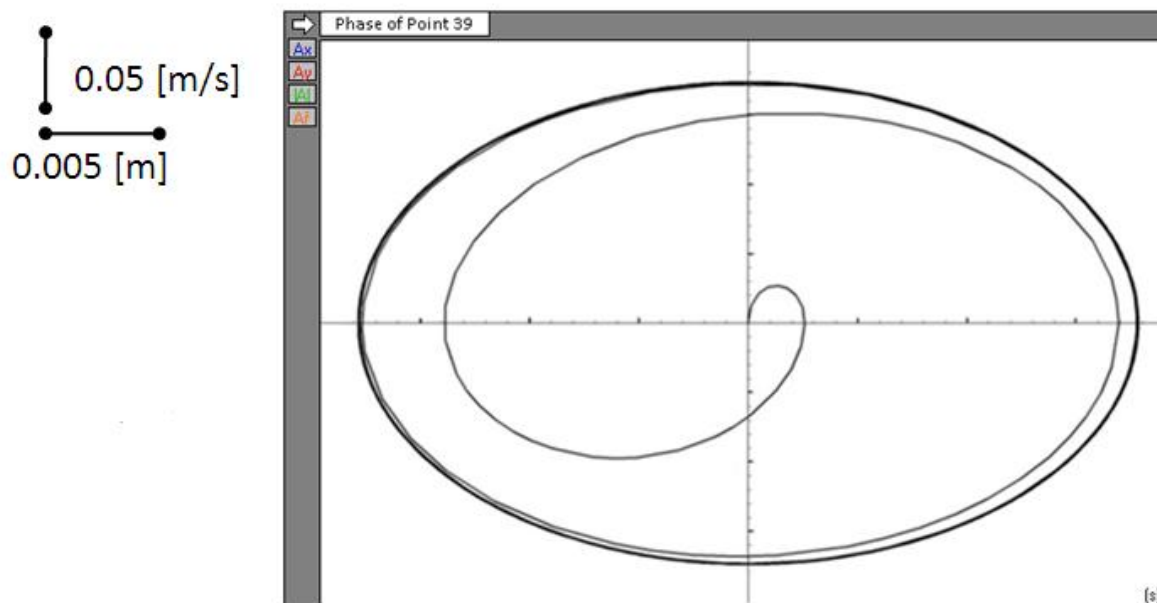
Rys. 2.22 Przebieg czasowy przyspieszenia głowy człowieka



Rys. 2.23 Przebieg czasowy przyspieszenia siedziska

Obydwa wykresy prezentowane w pracy (Rys. 2.22), (Rys. 2.23) zostały przeskalowane i zaprezentowane w formie umożliwiającej bezpośrednie porównanie z wynikami analizy prowadzonymi w rozdziale (2.2.2). Parametry modelu komputerowego zostały tak dobrane by odpowiadać modelowi sylwetki człowieka – operatora bez oparcia „back - off”. Jak widać uzyskane wyniki zarówno (Rys. 2.22) i (Rys. 2.23) są bardzo zbliżone a nawet można stwierdzić, że

niemal identyczne jak wyniki uzyskane w rozdziale (2.2.3) i pokazane na rysunkach (Rys. 2.7) i (Rys. 2.5).



Rys. 2.24 Portret fazowy dla głowy człowieka

Na (Rys. 2.24) pokazano wykres na płaszczyźnie fazowej dla głowy człowieka – operatora. Jak widać uzyskany wykres odpowiada rysunkowi (Rys. 2.7).

2.4.5 Wnioski

Zastosowanie komputerowych modeli płaskich jak i przestrzennych urzeczywistnia ideę takiego wirtualnego projektowania, którego zadaniem jest ograniczenie prototypowania fizycznego w procesie powstawania nowego produktu.

Można więc założyć, że budowa „uniwersalnego” płaskiego modelu jest możliwa.

Przeprowadzona analiza i zbudowany model dały wyniki zgodne ze spotykanymi w literaturze, jak i przedstawionymi w rozdziale (2.2.3).

Użycie pakietu wykorzystującego sformułowanie Denavita - Hartenberga okazało się bardzo wygodne, ale mało elastyczne.

Dobór kryterium optymalizacji jest kluczowym zadaniem podczas przeprowadzania syntezy optymalnych układów wibroizolacji. Jego postać i zawarte składowe są niezmiernie ważne. Nie mniej w rzeczywistych obliczeniach

często zachodzi potrzeba skorzystania z kryteriów z góry znanych i stosowanych z powodzeniem od lat. W kryteriach takich występują zmienne, które należy traktować jako wagi lub kary narzucane na człony wchodzące w skład kryterium. Dzięki zmianom tych wag możemy „dostroić” proces obliczeń. Pod pojęciem „dostrojenia” należy rozumieć szereg czynności, które nie zawsze można jasno zdefiniować. Spowodowane jest to tym, że pod pojęciem optymalności kryje się wiele składowych, które nie zawsze się zgadzają, a czasem wręcz wykluczają. Prowadzący obliczenia inżynierowie często są zmuszeni uwzględniać nie tylko takie parametry, które są akademicko uważane za podlegające „dostrojeniu”, ale również uwzględnić szereg innych cech, które możemy ogólnie nazwać technologicznymi. Parametry te mogą być również potraktowane jako związane z indywidualnymi odczuciami i potrzebami ludzi. Należy pamiętać bowiem, że za modelem w sposób gorszy lub lepszy kryje się ciało człowieka, którego opis ścisły i powtarzalny właściwie jest niemożliwy. A to, co z matematycznego punktu widzenia jest optymalne może się okazać w zetknięciu z rzeczywistością całkowicie nietrafne.

Stąd też pogląd, stanowiący punkt wyjściowy niniejszej pracy, iż dobrym pomysłem jest stworzenie mechanizmu, który w sposób algorytmiczny umożliwi wprowadzanie modyfikacji do stosowanych metod obliczeniowych, dzięki którym będzie można kształtować postać kryterium w zależności od spodziewanych i pożądaných wyników.

Do porównania kryteriów użyto modelu biomechanicznego o trzech stopniach swobody, opisującego ciało człowieka siedzącego. Dla przyjętego modelu dokonano obliczeń doboru optymalnego układu wibroizolacji, według kryterium przyjętego w sposób bardzo ogólny, w którym zaimplementowano mechanizm kontroli (2.37). Następnie wykonano szereg symulacji tak skonstruowanego algorytmu, a wyniki porównano ze sobą i przedstawiono graficznie.

W pracy zaproponowano dwa mechanizmy kontroli (2.38) i (2.39), a przeprowadzone symulacje numeryczne obydwu procedur doboru współczynników wagowych, okazały się bardzo podobne co do uzyskiwanych wyników. Niewątpliwie jest to efektem działania przyjętej metody tworzenia macierzy wagowych. Pomiedzy śladem macierzy Q_1 , który był podstawą algorytmu bazującego na sformułowaniu (2.38), a jej wartościami własnymi, wykorzystanymi

w sformułowaniu (2.39), istnieje duża korelacja co do rzędu wielkości uzyskanych wartości. Prowadzi to do wniosku, że pomimo lepszych wyników otrzymywanych po zastosowaniu sformułowania (2.39) dla tych samych wartości współczynnika μ , nakład pracy poświęcany na wyznaczanie wartości własnych jest zbyt duży. Użycie sformułowania (2.38) daje niemal te same wyniki, a nakład pracy jest wyraźnie mniejszy. Różnice te można łatwo zaobserwować, porównując zamieszczone przykładowe wykresy, przedstawiające zachowanie się trajektorii fazowych dla masy pierwszej poddanej analizie układu. Przedstawione dla tej samej wartości parametru μ pod postacią rysunków (Rys. 2.11) dla sformułowania (2.38) i rysunku (Rys. 2.12) dla sformułowania (2.39).

Najczęstszy sposób nakładania wag (kar na funkcjonal kosztów) spotykany w rzeczywistych obliczeniach, wiąże się z przyjęciem współczynników wagowych na elementy macierzy modyfikującej wartość sił sterujących. Zastosowany w pracy sposób jest odmienny i zakłada nałożenie kar wagowych na pozostałe elementy funkcji kosztów przy pozostawieniu bez zmian członów związanych z siłą sterującą.

Zaproponowane mechanizmy korekcji zostały zaimplementowane z wykorzystaniem sformułowania macierzowego, co spowodowało uniknięcie często spotykanego sposobu nakładania wag na człony funkcjonalu w postaci rozwiniętej, co często prowadzi do błędnego ich użycia poprzez zaistnienie wzajemnego wykluczania i powielania tych samych wartości wag.

Wszystkie obliczenia wykonano podwójnie tak, by uwzględnić dwa przypadki pozycji przyjmowanych przez obiekt analizy jakim było ciało człowieka, a mianowicie: pozycję bez oparcia „back-off” oraz pozycję z oparciem „back-on”. Uwzględnienie pozycji siedzącego człowieka w analizie jest szczególnie ważne, jeśli zwróci się uwagę na fakt, że ma ona zasadniczy wpływ przykładowo na przyspieszenie mierzone na głowie poddanego wibracjom człowieka. Ciało w pozycji „back-on” jest układem znacznie sztywniejszym niż w pozycji „back-off”. Jednakże o ile z punktu widzenia analizy zachowania się ciała człowieka jest to istotne, to dla analizy samego mechanizmu jej prowadzenia okazało się nieistotne, w efekcie czego pominięte zostały wyniki dla modelu „back-on”.

3 Dynamika ciała człowieka lądującego po zeskoku

3.1 Przegląd stosowanych modeli

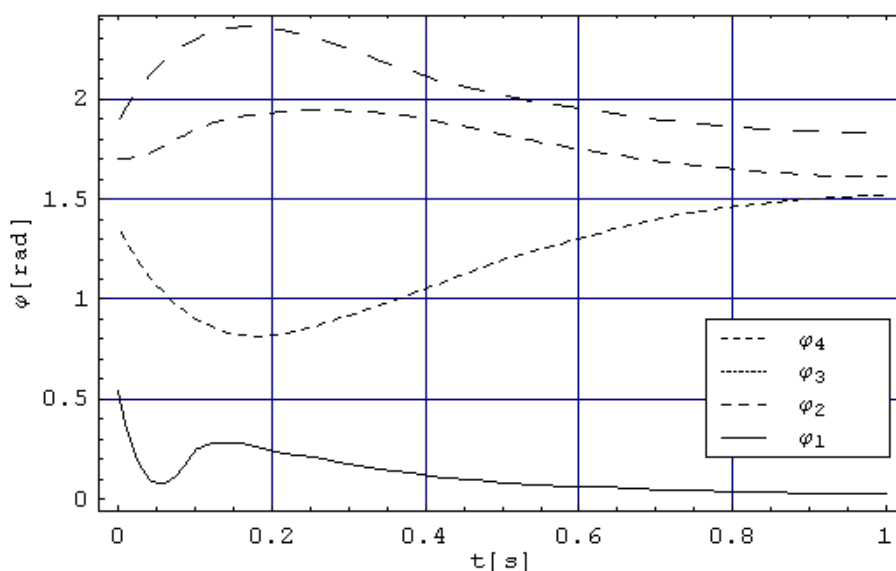
Ostatnia dekada zaowocowała stworzeniem wielu modeli służących analizie ruchu człowieka. Spotkać możemy zarówno modele proste jak i bardzo skomplikowane, o kilku lub kilkunastu stopniach swobody. Modele te możemy podzielić na kilka podstawowych grup:

- Modele jednoosiowe – często i chętnie stosowane w zadaniach analizy ruchu. Niektóre bardzo rozbudowane z elementami zmiennymi i nieliniowymi np. modele: McMahon – 1979, Farley – 1991, Książek – 1999, Nigg – 1999, Liu – 2000 Fritz – 2001.
- Modele płaskie – stosowane do podstawowych badań kinematyki ruchu i dynamiki zwłaszcza w zadaniach związanych z lokomocją lub biomechaniką sportu np. modele: , Morecki – 1990, Pandy – 1995, Gruber – 1998, Neptune – 1998, Farley – 1998, Spagele – 1999, Seyfarth – 2000, Tozeren – 2000, Pain – 2006.
- Modele przestrzenne – umożliwiające pełną analizę kinematyki i dynamiki ciała człowieka, szczególnie przydatne w biomechanice medycznej - do porównywania ruchu osób zdrowych i chorych np. modele: Hatze – 1980, Pandy – 1989, Morecki – 1990, Anderson – 2000.
- Modele ze sterowaniem nerwowym – modele te oprócz układu mięśniowo – szkieletowo – ścięgowego uwzględniają sposób pobudzenia mięśni do działania podczas ruchu, twórcą tych modeli jest austriacki uczonec Herbert Hatze np. model: Tago – 1995,
- Modele komputerowe – wykorzystujące rozbudowane pakiety i programy do analizy kinematyki np. model: Nagano – 1995.

3.2 Zmierzone wartości zmian kątów w stawach podczas fazy lądowania po zeskoku

W niniejszej pracy wszystkie liniowe i kątowe zmiany pozycji korpusu, nóg, ramion i stóp, podczas lądowania zostały zarejestrowane przy pomocy szybkiej

kamery wideo i specjalnych znaczników związanych z ciałem [Książek, Ziemiański i Nosiadek, 2009]. Statystycznie opracowane, rezultaty pomiarów dla zeskoku z wysokości 0,5[m], zostały przyjęte jako początkowy punkt analizy opracowanej w pracy. Uśrednione wartości kątów φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 , (Rys. 3.9) opisujące względne położenie elementów ciała człowieka podczas fazy lądowania po zeskoku zostały przedstawione na (Rys. 3.1).



Rys. 3.1 Przebiegi czasowe przemieszczeń kątowych w stawach zarejestrowane podczas pomiarów eksperymentalnych

3.3 Analiza zeskoku człowieka na twarde podłoże – model prosty

W pracy poddano analizie jednomasowy układ liniowy, za pomocą którego zamodelowano zachowanie człowieka zeskakującego z wysokości na twarde podłoże. Model ten rozszerzono następnie poprzez wprowadzenie siły sterującej (Rys. 3.3), której celem była modyfikacja zachowania układu w celu osiągnięcia optymalnego zachowania. Jako kryterium pozwalające wyznaczyć siłę sterującą użyto warunku wymuszającego podobieństwo uzyskiwanych obciążeń na podłoże do zarejestrowanych eksperymentalnie. Warunek taki jest konsekwencją przyjęcia, że zachowanie się ciała ludzkiego podczas amortyzacji zeskoku jest zachowaniem optymalnym.

W pracy wykorzystano parametry układu i wartości sił zarejestrowanych na podłożu, występujące podczas amortyzacji zeskoku, dostępne literaturowo i pochodzące z rzeczywistych pomiarów eksperymentalnych. Funkcja obciążenia podłoża została uzyskana poprzez aproksymację danych dyskretnych funkcją

sklejaną trzeciego stopnia. Wprowadzone kryterium zgodności umożliwiło wyznaczenie siły sterującej w sposób przybliżony, poprzez wykorzystanie metody Newtona - Cotesa do obliczania wartości całek. Następnie siła sterująca została wprowadzona do układu jako poprawki do pierwotnych parametrów układu.

Następnym krokiem było wykorzystanie teorii regulatora optymalnego do zaprojektowania dla układu wyjściowego, właściwego dla niego stabilizującego sprzężenia zwrotnego (Rys. 3.6). Uzyskane w ten sposób sterowanie optymalne, porównano z wartościami uzyskanej wcześniej siły sterującej. Uzyskane wyniki porównano ze sobą i zaprezentowano graficznie w postaci wykresów.

Otrzymane wyniki pozwalają stwierdzić istnienie analogii pomiędzy wynikami uzyskanymi dla obydwu sformułowań. Wydaje się to potwierdzać założenie, że ciało człowieka jest układem o niezwykle dużym stopniu skomplikowania, które jednak jest układem działającym optymalnie zarówno w sytuacjach prostych i możliwych do przeanalizowania, jak i takich, których analiza jest niemożliwa i pozostaje tylko nadzieja, że rozwiązanie znalezione przez naturę jest najlepsze.

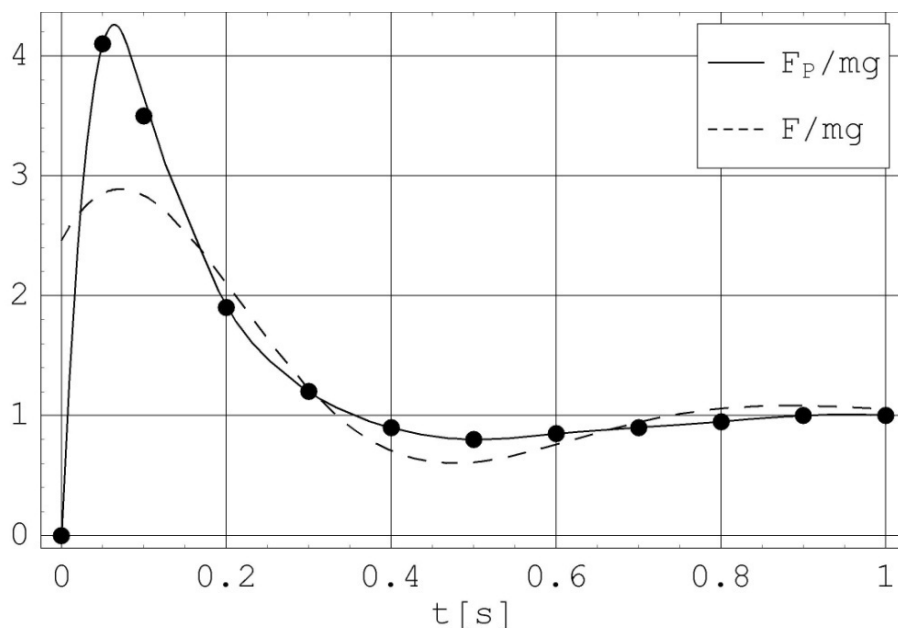
3.3.1 Aproksymacja wyników z pomiarów

Pomiary siły reakcji ciała człowieka skaczącego na podłoże (Książek, Ziemiański i Nosiadek, 2009] zostały zgromadzone w (Tab. 3.1). Zebrano w niej wartości sił reakcji, zdyskretyzowane dla dwunastu punktów odpowiadających przedziałowi czasu od zera do jednej sekundy, mierzonego od chwili zetknięcia się stóp człowieka z podłożem. Wartości z (Tab. 3.1) zostały przedstawione graficznie na (Rys. 3.2).

Tab. 3.1 Siła reakcji podłoża na człowieka skaczącego

Lp.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
t[s]	0.0	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
F_p/mg	0.0	4.1	3.5	1.9	1.2	0.90	0.80	0.85	0.90	0.95	1.0	1.0

Aby poddać analizie siłę reakcji, dane dyskretne zastąpiono ciągłą funkcją interpolującą. Interpolację wyników przeprowadzono za pomocą funkcji sklejaney trzeciego rzędu.



Rys. 3.2 Stosunek siły reakcji podłoża na człowieka skaczącego do jego ciężaru

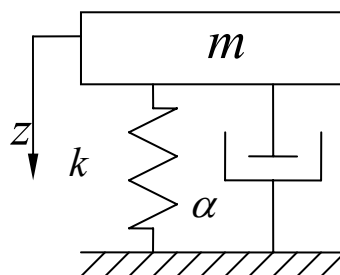
Mając dwanaście punktów, zbudowano funkcję złożoną z jedenastu wielomianów trzeciego stopnia, zachowujących zgodność co do wartości i wszystkich pochodnych na granicach przedziałów. Funkcję tę pokazano na rysunku (Rys. 3.2) za pomocą linii ciągłej. W pracy [Książek, Ziemiański i Nosiadek, 2009] przedstawiono statystyczną analizę wyników pomiarów, której wynikiem były parametry modelującego układu jedno masowego (Rys. 3.3) przedstawione w (Tab. 3.2).

Tab. 3.2 Parametry układu modelu jednomasowego

m[kg]	α [kg/s]	k[kg/s ²]	h[m]	g[m/s ²]
80	617.3	6006.2	0.5	9.81

3.3.2 Model jednomasowy

Do celów niniejszej analizy postanowiono przyjąć model jednomasowy, pokazany na rysunku (Rys. 3.3).



Rys. 3.3 Schemat modelu układu człowieka skaczącego na podłoże

Równanie opisujące model jest pokazane poniżej (3.1) i dla kompletności analizy zostało uzupełnione warunkami początkowymi (2.2).

$$m\ddot{z} = -\alpha\dot{z} - kz + mg \quad (3.1)$$

Występująca w nich wielkość h jest wysokością, z jakiej następował zeskok i w rozpatrywanym przypadku został ustalony jako odpowiadający wysokości 0.5 [m].

$$\begin{aligned} z(0) &= 0 \\ \dot{z}(0) &= \sqrt{2gh} \end{aligned} \quad (3.2)$$

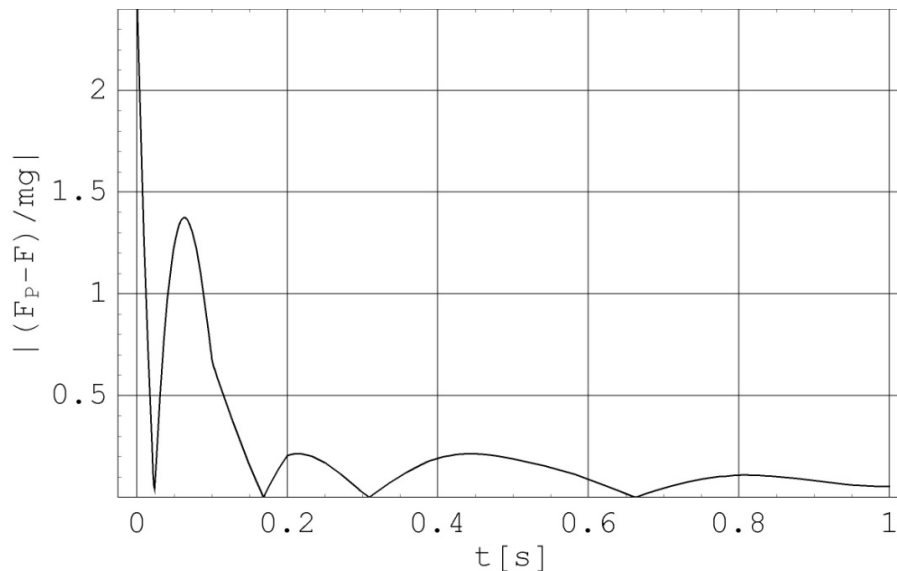
Siłę reakcji podłoża na układ (Rys. 3.2) wyznaczono ze wzoru:

$$F = \alpha\dot{z} + kz \quad (3.3)$$

Została ona pokazana na rysunku (Rys. 2.1.) za pomocą linii przerywanej. Zauważyć można, że wartości uzyskane wskutek modelowania dość dobrze odwzorowują funkcję uzyskaną z pomiarów. Po dokładnej analizie wyników widać jednak, że funkcja modelująca ma inny „charakter” niż funkcja uzyskana z pomiarów. Głównym mankamentem obu funkcji jest brak ich zgodności w chwili początkowej, czyli w chwili zetknięcia się stóp skaczącego z podłożem. Dla pokazania różnic pomiędzy funkcją uzyskaną z pomiarów a funkcją modelującą, wprowadzono funkcję ich różnicy (3.4), a jej unormowany moduł został przedstawiony na rysunku (Rys. 3.4).

$$F_R = F_P - F \quad (3.4)$$

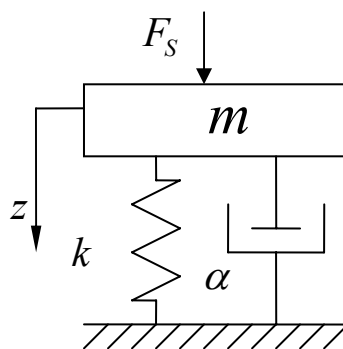
Jak widać, funkcja ta, którą można traktować jako funkcję błędu pomiędzy modelem a obiektem rzeczywistym, przyjmuje duże wartości na początku, by następnie ulec zmniejszeniu, zachowując jednak niekorzystny nieregularny charakter.



Rys. 3.4 Wykres modułu różnicy pomiędzy siłą reakcji podłoża na układ zmierzony a zamodelowany

3.3.3 Model jedno masowy z siłą korygującą

Dla lepszego zamodelowania człowieka lądującego po zeskoku wprowadzono nowy model układu poprzez dodanie do pierwotnego modelu (Rys. 3.3) siły korygującej oznaczonej jako F_S i wprowadzonej tak, jak pokazano to na rysunku (Rys. 3.5).



Rys. 3.5 Schemat modelu układu człowieka skaczącego na podłoże z siłą korygującą

Pozostałe parametry układu nie uległy zmianie. W celu wyznaczenia siły F_S utworzono funkcję błędu (3.5) pomiędzy siłą F_S a pokazaną na (Rys. 3.4) siłą F_R .

$$\varepsilon = F_R - F_S \quad (3.5)$$

Ponadto założono postać siły F_S (3.6), co umożliwiło późniejsze użycie jej współczynników (k_1 , k_2) jako poprawek modyfikujących dla pierwotnych parametrów modelu, oznaczonych na (Rys. 3.3) i (Rys. 3.5) jako k i α .

$$F_S = k_1 \dot{z} + k_2 z \quad (3.6)$$

W celu wyznaczenia siły F_S zbudowano funkcjonal błędu (3.7), w którym p_1 oznacza wagę a t_p - czas końca dokonywania pomiaru siły reakcji podłoża równy (3.8).

$$J = \int_0^{t_p} p_1 \varepsilon dt \quad (3.7)$$

$$t_p = 1[s] \quad (3.8)$$

Występującą w funkcjonale wagę p_1 przyjęto jako równą funkcji błędu (3.9), co doprowadziło do uzyskania wzoru (3.10),

$$p_1 = \varepsilon = F_R - F_S \quad (3.9)$$

$$J = \int_0^1 (F_R - F_S)^2 dt \quad (3.10)$$

a po dokonaniu podstawień, otrzymano:

$$J = \int_0^1 (F_P - (\alpha + k_1)\dot{z} - (k + k_2)z)^2 dt \quad (3.11)$$

Wyznaczenie całki (3.11) jest bardzo kłopotliwie, zdecydowano się więc dokonać tego na drodze numerycznej aproksymacji. Wykorzystano w tym celu bardzo prostą, ale skuteczną metodę kwadratury Newtona - Cotesa (3.12). Polega ona na zastąpieniu poszukiwanej całki szeregiem składającym się z wartości funkcji (3.14) w równo odległych węzłach, pomnożonych przez odpowiednie współczynniki (3.12).

$$\int_a^b f(x) dx \cong \sum_{i=0}^n a_i f(x_i) \quad (3.12)$$

Błąd tak wykonanych obliczeń można oszacować za pomocą wzoru (3.13):

$$|R_T(f)| < \frac{1}{90} \Delta x^5 \max_{\xi \in [0,1]} |f^{(4)}(\xi)| \quad (3.13)$$

Zastosowana zamknięta kwadratura trzeciego stopnia Newtona - Cotesa pozwoliła wyznaczyć wartość poszukiwanej całki (3.15) jako liniową kombinację funkcji (3.14) dla trzech węzłów całkowania (3.15).

$$f(t) = F_p - (\alpha + k_1)\dot{z}(t) - (k + k_2)z(t) \quad (3.14)$$

$$J = \int_0^1 f(t) dt \cong J^* = \sum_{i=0}^3 a_i f(t_i) = \frac{1}{6} f(0) + \frac{2}{3} f(0.5) + \frac{1}{6} f(1) \quad (3.15)$$

Uzyskany w ten sposób przybliżony funkcjonal błędu wykorzystano do zbudowania układu nieliniowych równań algebraicznych (3.16) o niewiadomych parametrach k_1 i k_2 . Po dokonaniu numerycznej aproksymacji pierwiastków tego silnie nieliniowego układu

$$\begin{cases} \frac{dJ^*}{dk_1} = 0 \\ \frac{dJ^*}{dk_2} = 0 \end{cases} \Rightarrow (k_1 \quad k_2) \quad (3.16)$$

otrzymano wyniki (3.17) stanowiące parametry poszukiwanej siły korygującej (3.6).

$$\begin{cases} k_1 = -616.9868 \\ k_2 = -358.1702 \end{cases} \quad (3.17)$$

Wprowadzając je do równania (3.18) opisującego model (Rys. 3.5) i traktując jako wielkości modyfikujące parametry układu wyjściowego (3.18), otrzymano równanie (3.19).

$$m\ddot{z} = -\alpha\dot{z} - kz + mg + F_s \quad (3.18)$$

$$m\ddot{z} = -(\alpha - k_1)\dot{z} - (d - k_2)z + mg \quad (3.19)$$

3.3.4 Model jedno masowy ze stabilizującym sprzężeniem zwrotnym

W punkcie tym zastosowano teorię regulacji optymalnej do wyjściowego modelu jednomasowego (Rys. 3.3). Wykorzystano teorię regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym i wyznaczono dla układu (3.20) sterowanie optymalne.

$$m\ddot{z} = -\alpha\dot{z} - kz + mg + F_{st} \quad (3.20)$$

W tym celu poprzez wprowadzenie podstawienia (3.21) obniżono rząd równania wyjściowego o jeden kosztem dwukrotnego zwiększenia liczby równań (3.22).

$$\begin{aligned} x_1 &= \dot{z} \\ x_2 &= z \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -\frac{\alpha}{m}x_1 - \frac{k}{m}x_2 + \frac{1}{m}u \\ \dot{x}_2 = x_1 \end{cases} \quad (3.22)$$

Poprzez u oznaczono sterowanie optymalne:

$$u = F_{st} + mg \quad (3.23)$$

Otrzymany układ zapisano w postaci macierzowej:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\alpha}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} [u] \quad (3.24)$$

Jako funkcje wskaźnika jakości, przyjęto funkcjonal (3.25), który utworzono jako sumę kwadratów zmiennych układu (3.22) i ważonego kwadratu sterowania (3.23).

$$J(u) = \int_0^t (x_1^2 + x_2^2 + w_2 u^2) dt \quad (3.25)$$

Funkcjonał ten w postaci macierzowej zapisano jako (3.26):

$$J(u) = \int_0^{\infty} \left(\begin{bmatrix} x_1 & x_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + [u] [w_2] [u] \right) dt \quad (3.26)$$

Wykorzystano teorię regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym dla układu liniowego (3.24) zapisanego wzorem (3.27).

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.27)$$

Wskaźnik jakości zapisano w postaci formy kwadratowej (3.28).

$$J(u) = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (3.28)$$

Natomiast nieznaną wektor sterowania (3.23) możemy zapisać w postaci zależności (3.29), gdzie poprzez K oznaczmy podlegający wyznaczeniu wektor współczynników sterowania:

$$u = Ku \quad (3.29)$$

gdzie:

$$K = -R^{-1}B^T S$$

Zadanie takie dla czasu optymalizacji $T \rightarrow \infty$, sprowadza się do rozwiązania algebraicznego równania Riccatiego o nieznannej macierzy S:

$$A^T S + SA - SBR^{-1}B^T S + Q = 0 \quad (3.30)$$

Poszukiwane wartości siły sterującej przyjmą postać (3.29), natomiast wartości odpowiednich macierzy w równaniu (3.30) odpowiednio (3.31). Równanie zostało rozwiązane dla współczynnika wagowego w_2 (3.32).

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{\alpha}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 1 \\ m \\ 0 \end{bmatrix}, Q = I, R = w_2 \quad (3.31)$$

$$w_2 = .00000085 \quad (3.32)$$

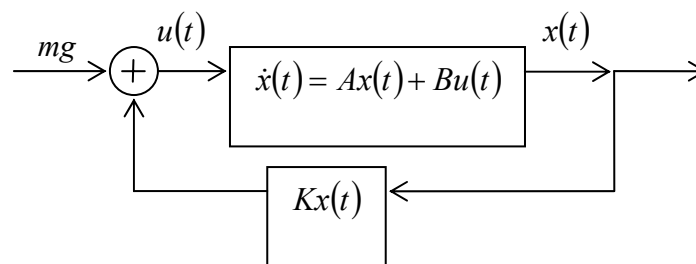
Wyznaczone współczynniki sterowania przedstawiono poniżej:

$$K = [-636.9226 \quad -97.1523] \quad (3.33)$$

Układ (3.27) można zapisać w postaci zamkniętej:

$$\dot{x} = (A + BK)x + Bmg \quad (3.34)$$

Sformułowania (3.27) i (3.34) charakteryzują się tym że, mają takie same podprzestrzenie sterowania.



Rys. 3.6 Schemat działania układu zamkniętego ze sprzężeniem zwrotnym

Ideowy schemat działania układu zamkniętego ze sprzężeniem zwrotnym pokazano na (Rys. 3.6). Wprowadzając oznaczenia:

$$K = \begin{bmatrix} k_1^{LQR} & k_2^{LQR} \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

i sprowadzając zadanie do wyznaczenia zmiennych pierwotnych, wynik obliczeń można zapisać jako:

$$m\ddot{z} = -(\alpha - k_1^{LQR})\dot{z} - (k - k_2^{LQR})z + mg \quad (3.36)$$

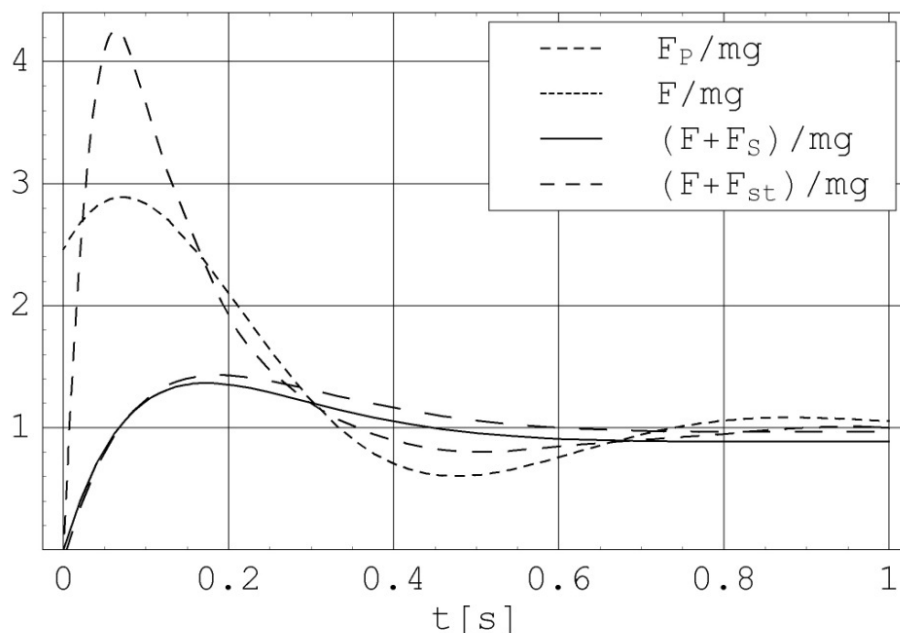
Postać ta jest analogiczna do wcześniej wprowadzonej wzorem (3.19).

3.3.5 Porównanie wyników

Przedstawiona w rozdziale drugim analiza prowadzona była dwójako.

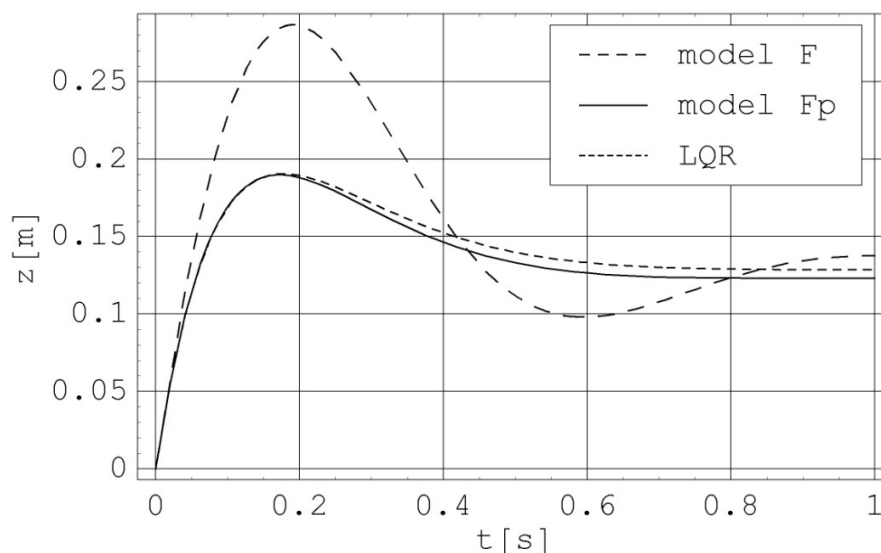
Poprzez zastosowanie autorskiej procedury, uzyskano wartości siły korygującej, którą następnie wprowadzono do układu jako poprawki do parametrów pierwotnych. Sposób ich wyznaczenia opierał się na założeniu, iż człowiek, potraktowany jako układ idealny, jest najlepszym obrazem optymalnego zachowania się podczas zeskoku z pewnej wysokości, a jego zachowanie jest wzorem do naśladowania przez inne układy. Dzięki takiemu założeniu proces stabilizacji ciała człowieka po zeskoku stał się wzorcowym procesem, do zachowania którego model powinien dążyć poprzez odpowiednie dobranie siły korekcyjnej.

Następnie wyznaczono sterowanie optymalne dla rozpatrywanego układu dzięki wykorzystaniu teorii regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym dla układów liniowych.



Rys. 3.7 Porównanie wartości sił reakcji podłoża podczas skoku człowieka odniesionej do jego ciężaru

Na (Rys. 3.7) zebrano wszystkie uzyskane przebiegi siły reakcji podłoża na układ. Jak się okazało, uzyskane przebiegi na drodze statystycznego opracowania wyników pomiarów są wizualnie podobne do uzyskanych z pomiarów, ale ich charakter i, co najważniejsze, niezgodność w chwili zetknięcia stóp z podłożem sprawia, iż należy wątpić w ich dobrą jakość. Przebiegi otrzymane poprzez zastosowanie siły korekcyjnej i teorii regulatora optymalnego okazały się natomiast zadziwiająco zbieżne. Charaktery uzyskanych krzywych znacznie lepiej oddają zmienność krzywej pomiarowej i są zgodne w chwili początkowej.



Rys. 3.8 Porównanie przemieszczeń środka ciężkości

Zgodność, o której mowa wyżej została także powtórzona na drodze analizy przemieszczeń środków masy układów, co można zaobserwować na rysunku (Rys. 3.8).

W tabeli zgromadzono uzyskane wielkości parametrów dla sił korekcyjnej (3.19) i sterującej (3.36) pomiędzy którymi zachodzi duże podobieństwo.

Tab. 3.3 Parametry układu modelu jedno-masowego

i	jednostka	k_i	k_i^{LQR}
1	kg/s	616.9868	639.9226
2	kg/s ²	358.1702	-97.1523

3.3.6 Podsumowanie wyników

W pracy przeprowadzono optymalizację układu modelującego zachowanie się człowieka podczas zeskoku. Wykorzystano teorię regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym. Następnie, porównano tak otrzymaną siłę sterującą z siłą uzyskaną poprzez wykorzystanie założenia, iż ciało człowieka jest układem optymalnym a jego zachowanie można przyjąć za wzorcowe.

W wyniku przeprowadzonej analizy, okazało się, że istnieje duże podobieństwo (Rys. 3.8) pomiędzy wynikami otrzymanymi z obydwu analizowanych przypadków, co pozwala wysnuć wniosek o słuszności poglądu,

iz ciało człowieka, traktowane jako idealny układ mechaniczny, jest również optymalne w swym zachowaniu w sensie teorii regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym.

3.4 Analiza zeskoku człowieka na twarde podłoże – model płaski

3.4.1 Wprowadzenie

Celem tej części pracy jest zbudowanie nowego płaskiego biodynamicznego modelu człowieka lądującego na twardym podłożu po zeskoku o strukturze podobnej do ciała człowieka. W modelowaniu tego typu zjawisk fizycznych z uwzględnieniem napięcia i reakcji ludzkiego ciała, było utworzonych wiele prostych i skomplikowanych modeli. Niektóre z nich były bryłowe i niekonkretne lub spłaszczone. Są również modele przestrzenne wykorzystywane w sporcie i medycynie do badania kinematyki i dynamiki ludzkiego ciała. Prezentowane podejście opiera się na eksperymentalnych pomiarach opisanych w [Nosiatek, 2006], gdzie poddano badaniu 40 męskich ochotników skaczących z różnych wysokości. Za pośrednictwem kamer 3D linearne i kątowe przemieszczenia ciał uczestników i trzy składowe reakcje między stopami i platformą były rejestrowane. Numeryczne wyniki przemieszczeń zostały przez autora pracy użyte do syntezy modelu podczas lądowania. Podobne badania można znaleźć w [Pain i Challis, 2006]. W niniejszej pracy przyjęto, płaski model biomechaniczny z uwzględnieniem oryginalnego podejścia dotyczącego syntezy momentów w stawach kończyn. Pozwolił on na matematyczny opis momentów kątowych w sposób rekurencyjny. Numerycznie otrzymane wyniki były poddane walidacji poprzez porównanie obliczonych i zmierzonych wyników dynamicznej reakcji między stopa i twardą powierzchnią platformy. Praca jest, również w pewnym stopniu, rozwinięciem modelu po lądowaniu zaprezentowanego w [Książek, Ziemiański, 2007].

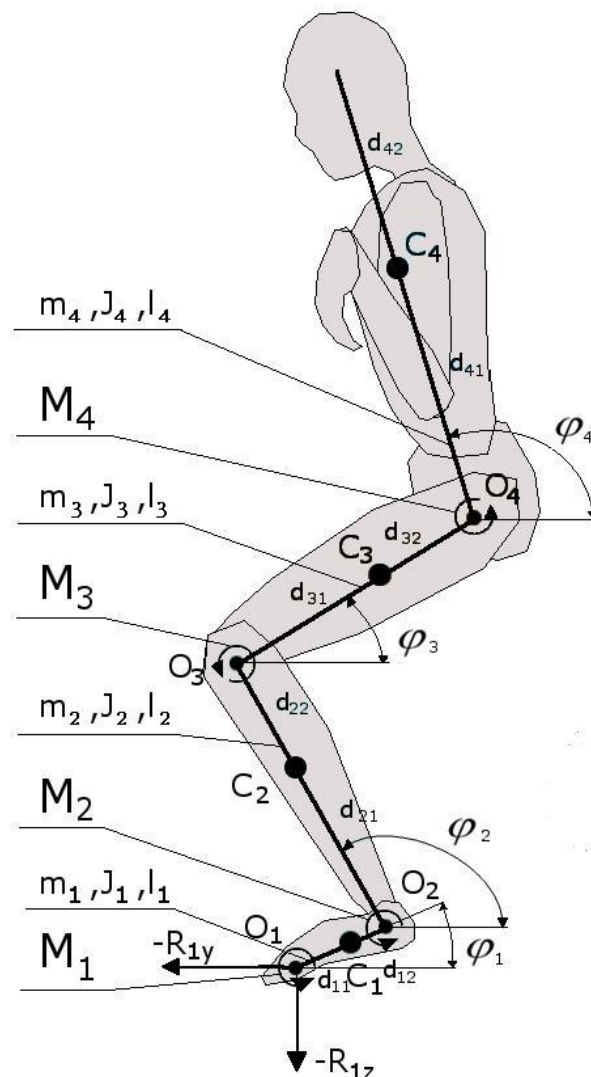
3.4.2 Prezentacja modelu człowieka lądującego na twardym podłożu

Pasywna struktura rozważana w tej pracy, była przyjęta a priori, jako powszechnie znane 4 stopnie swobody, płaskich, bryłowych parametrów powiązanych modeli, pokazanych na (Rys. 3.9). Wszystkie parametry segmentów modelu jak masy m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , momenty bezwładności J_1 , J_2 , J_3 , J_4 oraz

długości ($l_i, d_{ij}, i = 1 \dots 4, j = 1, 2$) były przyjęte za (Dempster, 1955). Jak dotąd, we wszystkich pracach, kątowne momenty w stawach były modelowane jako liniowe funkcje kątownego przemieszczenia i ich pierwszych pochodnych.

Nowe, bardziej zaawansowane podejścia, biorące pod uwagę powyższe funkcje jako bardziej skomplikowane i silnie nieliniowe, rzadko są rozważane w dostępnej literaturze. W niniejszej pracy przedstawiono nowy, oryginalny model kątownych momentów w stawach (3.37). Model kątownych momentów w stawach został przyjęty jako dany następującą formułą (3.40) gdzie M_0 to stały początkowy moment obrotowy.

$$M_i \sim M_i(\varphi_i, \varphi_i^{(1)}, \dots, \varphi_i^{(n)}, M_{i-1}), \quad i = 1 \dots 4, M_0 = const \quad (3.37)$$



Rys. 3.9 Biomechaniczny model lądującego po zeskoku człowieka

Takie sformułowanie wynika z przypuszczenia, że kątowne momenty w stawach, poczynając od kostki do bioder, łączy hierarchiczna relacja. Ich wartości są zsynchronizowane w sposób sekwencyjny. Pozwala to na wprowadzenie momentów kątownych znajdujących się wyżej w łańcuchu kinematycznym jako zależnych od momentów kątownych występujących w łańcuchu kinematycznym niżej. Jako „najniższy” moment kątowny przyjęto moment M_1 pomiędzy podstawą, a stopą, M_2 to moment między stopą, a goleniem w stawie kostki, M_3 to moment kątowny między goleniem a udem w stawie kolanowym. Symbolem M_4 oznaczono moment obrotowy między udem, a korpusem w stawie biodrowym. Wszystkie te kątowne momenty są pokazane na (Rys. 3.9). Sformułowanie (3.37) pozwala na rozróżnienie złożoności momentów w stawach jako funkcji ich rozmieszczenia w ludzkim ciele. Przypuszcza się, że momenty stabilizujące ciało ludzkie przy lądowaniu są wzajemnie powiązane.

3.4.2.1 Dane pomiarowe użyte do analizy

Wartości geometrycznych parametrów ludzkiego ciała rozważanego jako biomechaniczny układ lądującego człowieka po zeskoku zostały zaprezentowane w (Tab. 3.4) i (Tab. 3.5) i odnoszą się one do modelu płaskiego (Rys. 3.9).

Tab. 3.4 Długość segmentów ciała człowieka w [m], [Dempster, 1955]

$l_1=0.108$	$d_{11}=0.054$	$d_{12}=0.054$
$l_2=0.426$	$d_{21}=0.241$	$d_{22}=0.184$
$l_3=0.430$	$d_{31}=0.244$	$d_{32}=0.186$
$l_4=0.557$	$d_{41}=0.353$	$d_{42}=0.204$

Tab. 3.5 Masy i momenty bezwładności segmentów ciała człowieka. [Dempster, 1955]

Nazwy segmentów	Masy [kg]	Momenta bezwładności [kgm^2]
stopy	$m_1 = 2.24$	$J_1 = 0.009$
podudzie	$m_2 = 7.2$	$J_2 = 0.44$
uda	$m_3 = 15.33$	$J_3 = 0.95$
korpus z głową i ramionami	$m_4 = 55.2$	$J_4 = 5.7$

3.4.2.2 Równania różniczkowe ruchu modelu

Biomechaniczny model pokazany na (Rys. 3.8) może być opisany jako układ dwunastu równań różniczkowych (3.38). Pozioma i pionowa reakcja w stawach $0_1, 0_2, 0_3, 0_4$ zostały opisane przez R_{iy} i R_{iz} ($i=1, 2, 3, 4$).

$$\begin{aligned}
 m_1(\ddot{\varphi}_1 d_{11} \sin(\varphi_1) + \dot{\varphi}_1^2 d_{11} \cos(\varphi_1)) &= R_{2y} - R_{1y} \\
 m_1(\ddot{\varphi}_1 d_{11} \cos(\varphi_1) - \dot{\varphi}_1^2 d_{11} \sin(\varphi_1)) &= R_{1z} - m_1 g - R_{2z} \\
 J_1 \ddot{\varphi} &= M_1 - M_2 + R_{1y} d_{11} \sin(\varphi_1) - R_{1z} d_{11} \cos(\varphi_1) + R_{2y} d_{12} \sin(\varphi_1) - R_{2z} d_{12} \cos(\varphi_1) \\
 m_2(\ddot{\varphi}_1 l_1 \sin(\varphi_1) + \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 d_{21} \sin(\varphi_2) + \dot{\varphi}_2^2 d_{21} \cos(\varphi_2)) &= R_{3y} - R_{2y} \\
 m_2(\ddot{\varphi}_1 l_1 \cos(\varphi_1) - \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 d_{21} \cos(\varphi_2) - \dot{\varphi}_2^2 d_{21} \sin(\varphi_2)) &= R_{2z} - m_2 g - R_{3z} \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= M_2 - M_3 + R_{2y} d_{21} \sin(\varphi_2) - R_{2z} d_{21} \cos(\varphi_2) + R_{3y} d_{22} \sin(\varphi_2) - R_{3z} d_{22} \cos(\varphi_2) \\
 m_3 \left(\begin{aligned} &\ddot{\varphi}_1 l_1 \sin(\varphi_1) + \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 l_2 \sin(\varphi_2) + \dot{\varphi}_2^2 l_2 \cos(\varphi_2) + \\ &\ddot{\varphi}_3 d_{31} \sin(\varphi_3) + \dot{\varphi}_3^2 d_{31} \cos(\varphi_3) \end{aligned} \right) &= R_{4y} - R_{3y} \\
 m_3 \left(\begin{aligned} &\ddot{\varphi}_1 l_1 \cos(\varphi_1) - \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 l_2 \cos(\varphi_2) - \dot{\varphi}_2^2 l_2 \sin(\varphi_2) + \\ &\ddot{\varphi}_3 d_{32} \cos(\varphi_3) - \dot{\varphi}_3^2 d_{32} \sin(\varphi_3) \end{aligned} \right) &= R_{3z} - m_3 g - R_{4z} \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 &= M_3 - M_4 + R_{3y} d_{31} \sin(\varphi_3) - R_{3z} d_{31} \cos(\varphi_3) + R_{4y} d_{32} \sin(\varphi_3) - R_{4z} d_{32} \cos(\varphi_3) \\
 m_4 \left(\begin{aligned} &\ddot{\varphi}_1 l_1 \sin(\varphi_1) + \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 l_2 \sin(\varphi_2) + \dot{\varphi}_2^2 l_2 \cos(\varphi_2) + \\ &\ddot{\varphi}_3 l_3 \sin(\varphi_3) + \dot{\varphi}_3^2 l_3 \cos(\varphi_3) + \ddot{\varphi}_4 d_{41} \sin(\varphi_4) + \dot{\varphi}_4^2 d_{41} \cos(\varphi_4) \end{aligned} \right) &= -R_{4y} \\
 m_4 \left(\begin{aligned} &\ddot{\varphi}_1 l_1 \cos(\varphi_1) - \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin(\varphi_1) + \ddot{\varphi}_2 l_2 \cos(\varphi_2) - \dot{\varphi}_2^2 l_2 \sin(\varphi_2) + \\ &\ddot{\varphi}_3 l_3 \cos(\varphi_3) - \dot{\varphi}_3^2 l_3 \sin(\varphi_3) + \ddot{\varphi}_4 d_{41} \cos(\varphi_4) - \dot{\varphi}_4^2 d_{41} \sin(\varphi_4) \end{aligned} \right) &= -R_{4z} - m_4 g \quad (3.38) \\
 J \ddot{\varphi}_4 &= M_4 + R_{4y} d_{41} \sin(\varphi_4) - R_{4z} d_{41} \cos(\varphi_4)
 \end{aligned}$$

Z układu równań różniczkowych (3.38) wszystkie siły i momenty w stawach mogą być wyznaczone jako nieliniowe funkcje kąтового przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia. Z układu (3.38) można wyznaczyć relacje pomiędzy reakcjami, siłami i momentami w stawach. Przemieszczenia kątowe $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$, są znanymi funkcjami czasu. Funkcje kątowych przemieszczeń zostały eksperymentalnie zmierzone i opisane jako dyskretne funkcje czasu. Dalsza numeryczna analiza tych funkcji pozwoliła na oszacowanie reakcji i momentów w stawach jako funkcji czasu.

3.4.2.3 Opis momentów w stawach modelu

Modele momentów w stawach, są w rzeczywistości bardzo skomplikowane i nieliniowe. Jak do tej pory nie ma ogólnej formuły opisującej ich właściwości. Jeden z najprostszych modeli opisujących moment obrotowy

w stawach (M_1 do M_4) zakładał wartość momentów jako liniową kombinację kąтового przemieszczenia i prędkości kątowej (3.39). W niniejszej pracy model ten został zmodyfikowany i zastąpiony oryginalnym podejściem, wyrażonym przez wzór (3.40).

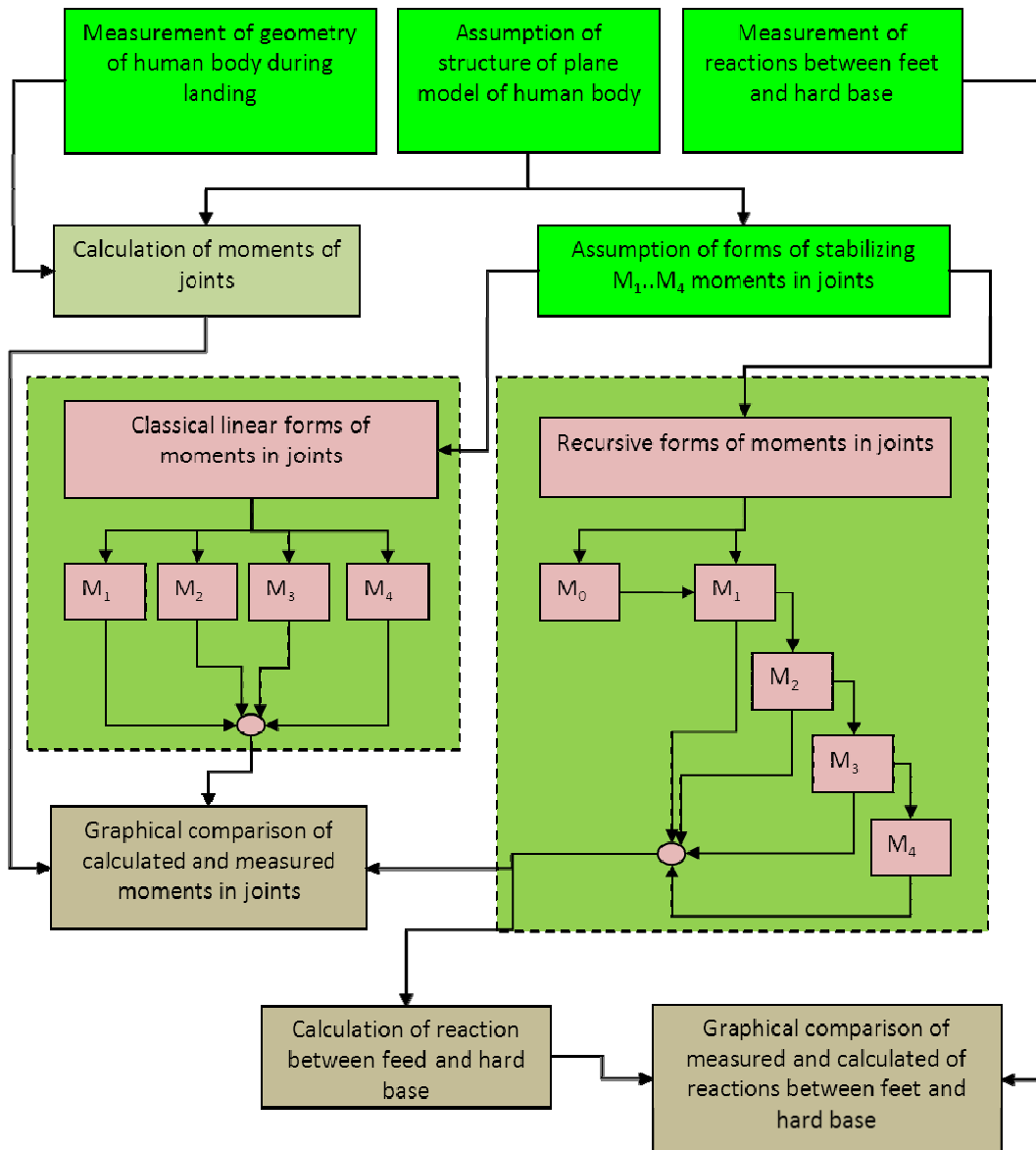
$$M_i = k_i \varphi_i + d_i \dot{\varphi}_i, \quad i = 1 \dots 4 \quad (3.39)$$

$$M_i = k_i^* \varphi_i + d_i^* \dot{\varphi}_i + M_{i-1}, \quad i = 1 \dots 4 \quad (3.40)$$

Model (3.40) pokazuje hierarchiczną zależność pomiędzy kątowymi momentami realizowanymi przez mięśnie w stawach poczynając od stawu 0_1 . Prowadzi to do lepszej aproksymacji wyników uzyskanych z pomiarów niż model (3.39) i zmniejsza numeryczny błąd.

3.4.3 Numeryczne rozwiązanie sformułowanego zagadnienia

Procedura numerycznego rozwiązania zadania została zaprezentowana na schemacie (**Błąd! Nie można odnaleźć źródła odwołania.**). Pokazano nowy algorytm numerycznego podejścia dla wyznaczenia kątowych momentów realizowanych przez mięśnie, pozwalający szybciej i lepiej opisać momenty w stawach człowieka zgodnie z wartościami uzyskanymi na drodze pomiarów eksperymentalnych.



Rys. 3.10 Procedura obliczeń numerycznych pokazana w formie schematu blokowego

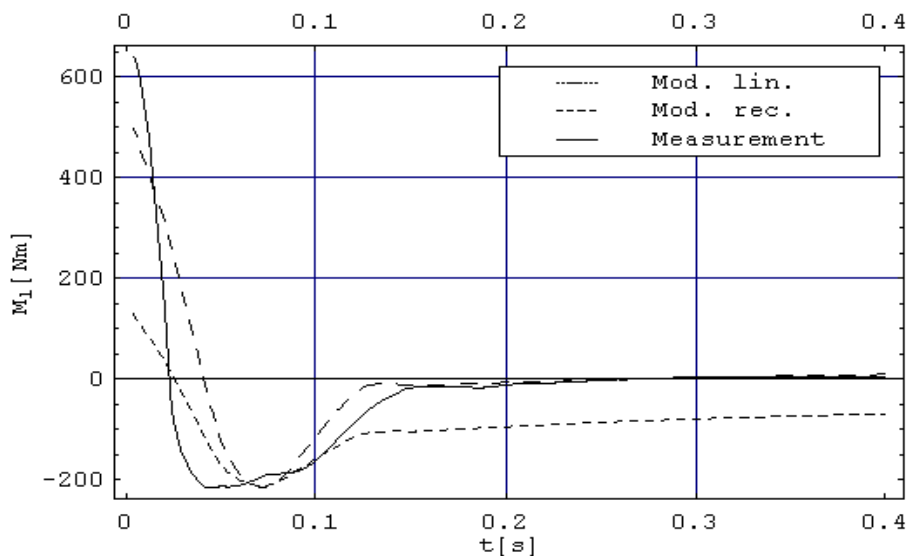
3.4.4 Wyniki numerycznych obliczeń i ich interpretacja

W wyniki numerycznej ekstrapolacji otrzymano poprzez użycie algorytmu (Rys. 3.10) wartości parametrów odpowiednio dla modeli (3.39), (3.40) zebrane w (Tab. 3.6).

Tab. 3.6 Parametry modelu (3.39) i (3.40)

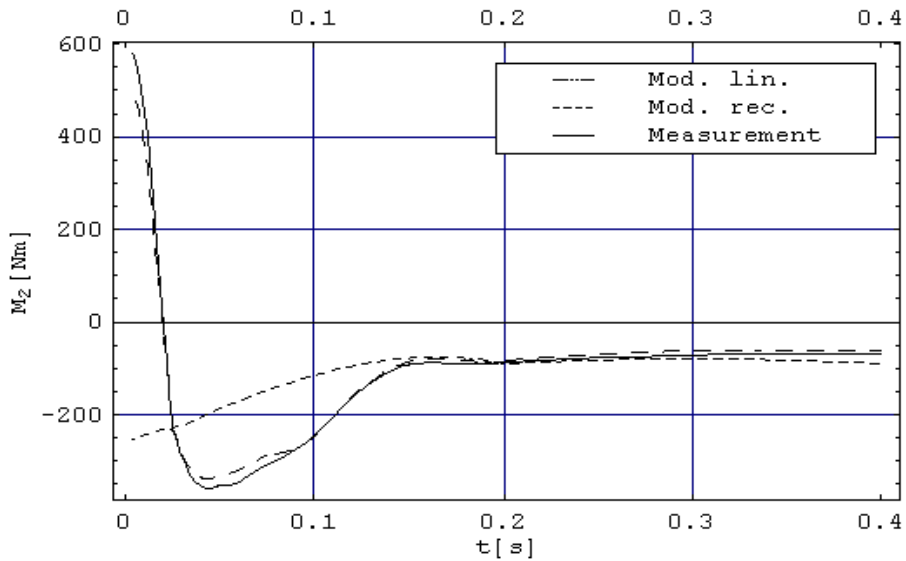
i	k_i [Nm/rad]	d_i [Nms/rad]	k_i^* [Nm/rad]	d_i^* [Nms/rad]
1	-280	90	-180	190
2	-80	-90	-50	-40
3	43	-30	260	-90
4	-38	-40	-80	-54
			$M_0=120$ [Nm]	

Niektóre z parametrów pokazanych w (Tab. 3.6) są ujemne, należy to interpretować jako potwierdzenie, że ludzkie ciało zachowuje się jak aktywny układ, mający własne źródło energii. Wniosek końcowy jest taki, że wszystkie próby modelowania ludzkiego ciała podczas lądowania po zeskoku, poprzez modele pasywne, jest obarczone bardzo dużym błędem i nie powinno być prowadzone.



Rys. 3.11 Przebieg czasowy zmierzonego i wyznaczonego momentu obrotowego w stawie O_1 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)

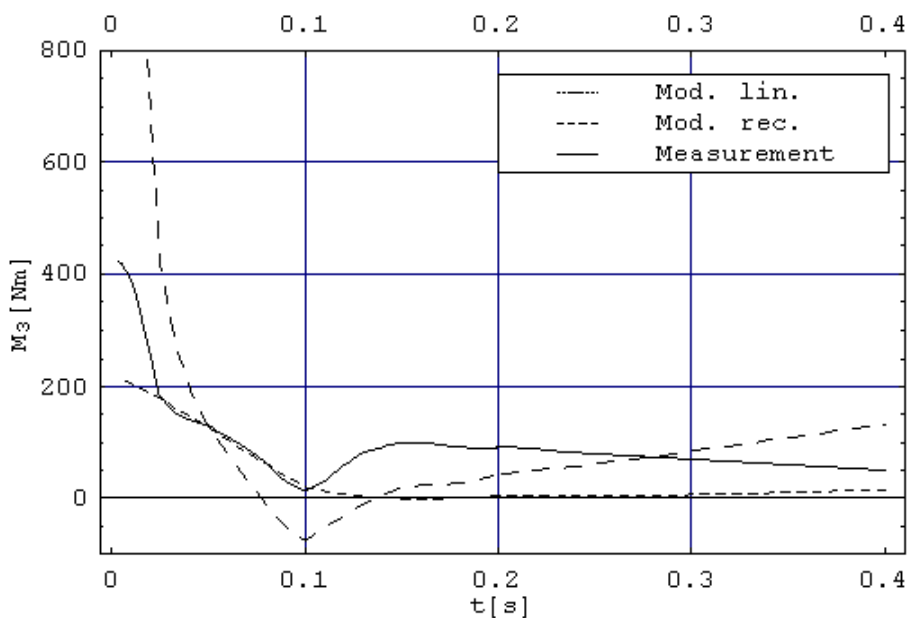
Na rysunkach (Rys. 3.11 - Rys. 3.14) oznaczenia: Mod. lin. – oznacza funkcję momentu w stawie wyznaczoną według wzorów dostępnych w literaturze, Mod. rec. – oznacza funkcję momentu w stawie wyznaczoną proponowanym algorytmem rekurencyjnym, Measurement – funkcję momentu w stawie uzyskaną na drodze pomiarów eksperymentalnych.



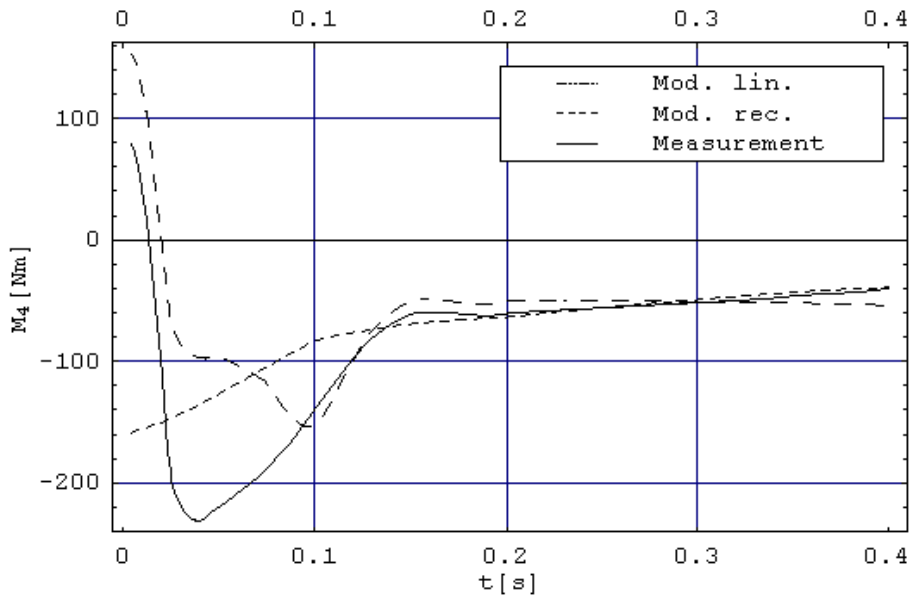
Rys. 3.12 Przebieg czasowy zmierzonego i wyznaczonego momentu obrotowego w stawie O_2 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)

Na rysunkach (Rys. 3.11 - Rys. 3.14) zostały pokazane przykładowe przebiegi czasowe momentów w stawach O_1 , O_2 , O_3 , O_4 dla zeskoku z wysokości 0,5[m]. Oznaczenia na rysunkach

Trzy krzywe oszacowane odnośnie prostych, liniowych, powtarzalnych momentów, zostały graficznie zaprezentowane).



Rys. 3.13 Przebieg czasowy zmierzonego oraz obliczonego momentu obrotowego w stawie O_3 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)



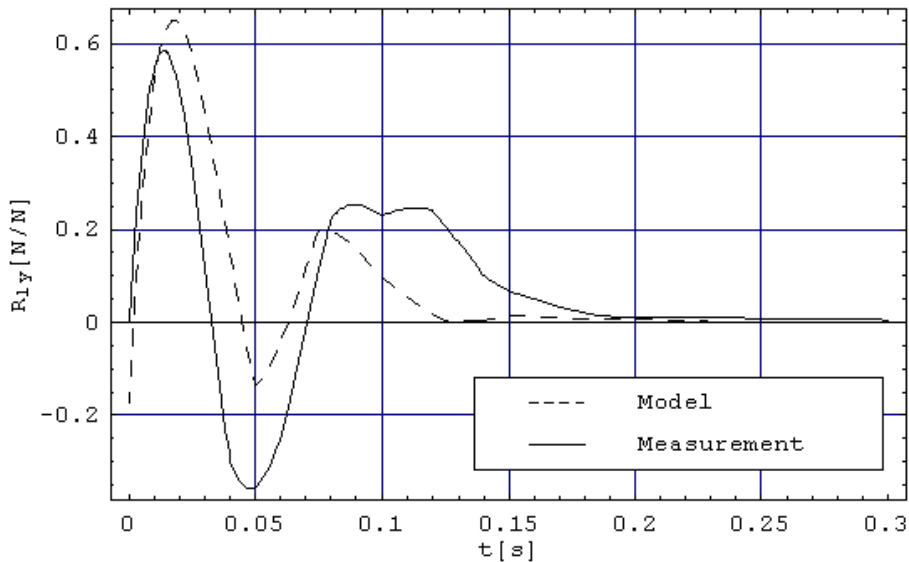
Rys. 3.14 Przebieg czasowy zmierzonego oraz obliczonego momentu obrotowego w stawie O_4 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)

Można zauważyć, że nowe podejście zwiększa zgodność wyników otrzymanych z pomiarów i oszacowań opartych na biomechanicznym modelu w porównaniu z liniowym, prostym modelem. Zgodność ta jest bardzo duża, szczególnie w śródstopiu i stawach kostki a dotyczy momentów M_1 i M_2 . To samo podejście odnośnie stawów kolanowych i biodrowych nie jest tak efektywne jak dla śródstopia i stawów kostki. Nawarstwianie się błędów rozwiązania jest wywołane problemami z numeryczną stabilnością i zbieżnością procesu obliczeniowego. Powszechnie wiadomo, że każda różnica w czasie, biorąc pod uwagę minimalne zmiany w zarejestrowanych sygnałach, wywołuje bardzo duże numeryczne błędy rozwiązania. Dla stawu biodrowego numeryczne wyniki były lepsze i proces obliczeń był bardziej stabilny. Istniejące rozbieżności pomiędzy modelem i zmierzonymi wartościami w przedziale czasu 0-0.1[s] są wynikiem użytego sposobu obliczeń, które silnie zależy od kątowych momentów hierarchicznie poprzedzających następane stawy w układzie.

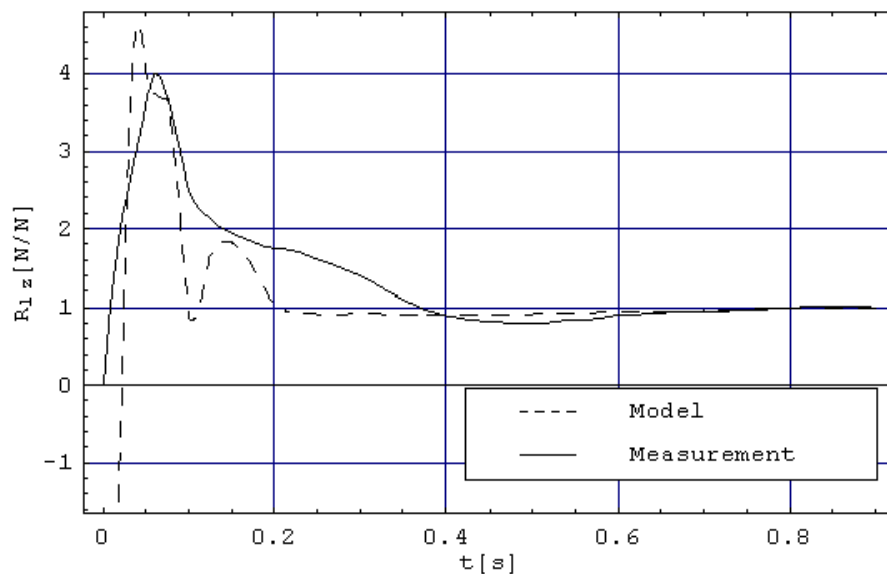
3.4.5 Walidacja modelu

Poziome i pionowe siły reakcji podłoża zostały obliczone dla momentów w stawach. Walidacja modeli została przeprowadzona poprzez użycie porównania dynamicznych reakcji pomiędzy stopą i twardym podłożem uzyskanych z obliczeń i pomiarów doświadczalnych. Znormalizowane, obliczone i zmierzone dynamiczne

siły pomiędzy stopami i platformą zostały pokazane na (Rys. 3.15) i (Rys. 3.16) jako funkcje czasu, gdzie prawdziwe wartości tych sił zostały podzielone przez iloczyn masy i przyspieszenia grawitacyjnego, to jest wagę skaczącego człowieka.



Rys. 3.15 Porównanie przebiegów czasowych składowej pionowej, wyznaczonej i zmierzonej eksperymentalnie reakcji dynamicznej pomiędzy platformą a stopami lądującego człowieka



Rys. 3.16 Porównanie przebiegów czasowych składowej poziomej, wyznaczonej i zmierzonej eksperymentalnie reakcji dynamicznej pomiędzy platformą a stopami lądującego człowieka

Krzywe opisane linią przerywaną odpowiadają dynamicznym reakcjom oszacowanym na podstawie eksperymentalnie zmierzonych kątów φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 , otrzymanych ze znaczników naniesionych na ciało lądującego człowieka podczas

wykonywanych zeskoków. Ciągłe krzywe ilustrują zmierzone wielkości dynamicznej reakcji pomiędzy stopami i podłożem. Porównanie na (Rys. 3.15) i (Rys. 3.16) pokazuje relatywnie dość dobrą zgodność pomiędzy tymi dwoma krzywymi.

3.4.6 Omówienie wyników

Wynik eksperymentalnych pomiarów człowieka lądującego na twardej powierzchni może prowadzić do syntezy modelu kątowych momentów wywołanych przez mięśnie w stawach ludzkiego ciała. W tej pracy kolejne etapy syntezy takiego modelu zostały pokazane. Porównano dwa sformułowania modelujące zachowanie mięśni w stawach człowieka. Prostszy z nich (3.39), liniowy model mięśni nie dał zadowalających wyników. Kilka bardziej skomplikowanych modeli, nieliniowych z wyższymi pochodnymi kątów były rozważane i teoretycznie rozpatrzone, jakkolwiek numeryczna walidacja otrzymanych wyników pokazywała większe różnice niż model opisany w formule (3.39). W tej pracy numeryczne oszacowania zostały przeprowadzone dla opisu zjawiska lądowania człowieka po zeskoku z wysokości 0.5[m], ale to podejście może być również wykorzystane do pomiarów podczas eksperymentów, z innych wysokości.

Następnym, bardzo ważnym problemem modelowania zachowania mięśni stawowych podczas lądowania jest ich wzajemna zależność i koordynacja. W tej pracy to zjawisko zostało modelowane za pomocą zależności (3.40).

Taki pomysł, poza fizycznym oparciem, pozwala na szybsze numeryczne obliczenia. Dwie poprzednie uwagi mogą prowadzić do wniosków, że dynamiczne zachowanie ciała ludzkiego podczas lądowania zależy od wzajemnego oddziaływania mięśni, kontrolowanego przez centralny system nerwowy.

4 Dynamika wzajemnego oddziaływania człowieka – operatora i narzędzia

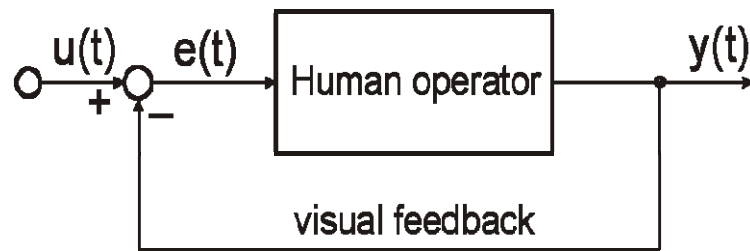
4.1 Pomiar i modelowanie sygnałów sił realizowanych przez człowieka - operatora

4.1.1 Wprowadzenie

Matematyczny model człowieka - operatora narzędzia jest niezbędny dla analizy dynamicznych i ergonomicznych aspektów układu człowiek-narzędzie ręczne jako całości.

Modelowanie układu człowiek-narzędzie ręczne pozwala na lepsze sformułowanie kryterium komfortu pracy operatora, a w konsekwencji na przyjęcie założeń pozwalających na projektowanie narzędzi „przyjaznych użytkownikowi”. Wiąże się to głównie z redukcją szkodliwego wpływu wibracji poprzez zastosowanie odpowiednio dobranych układów wibroizolujących. W bieżącym rozdziale problem ten został zilustrowany obliczeniami teoretycznymi zweryfikowanymi wynikami z pomiarów eksperymentalnych.

Praca ręcznymi narzędziami udarowymi powinna być rozpatrywana jako układ sterowany. W przypadku narzędzi udarowych siłę wywieraną przez operatora na rękę można uważać za siłę sterującą. W układzie człowiek-maszyna można zaobserwować wzrokowe i czuciowe sprzężenia zwrotne. Ludzki system nerwowy, otrzymując sygnał zwrotny, reaguje jak układ sterujący. Ostatecznie siła sterująca jest zależna od charakterystycznych właściwości dynamicznych mięśni odpowiadających na sygnał z układu nerwowego. Przykład sprzężenia wzrokowego w układzie człowiek-narzędzie opisujące relacje między siłą referencyjną a siłą realizowaną przez operatora przedstawiono na (Rys. 4.1) gdzie: visual feedback – sprzężenie wzrokowe i Human operator – operator narzędzia.



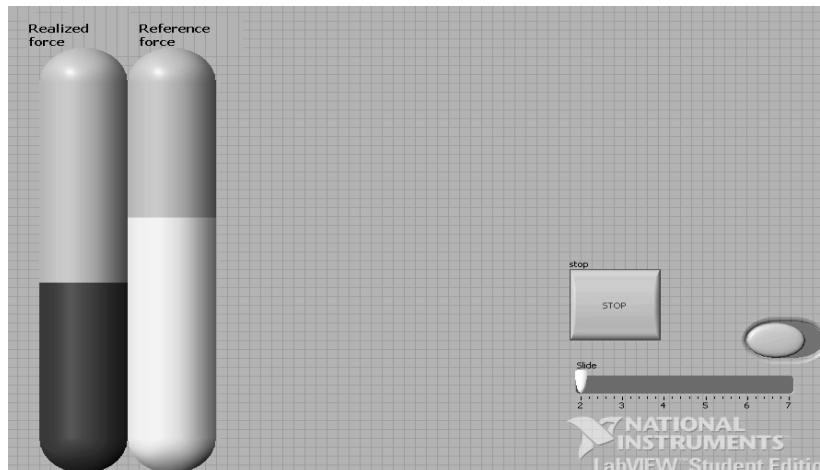
Rys. 4.1 Schemat blokowy rozpatrywanego układu $u(t)$ – siła referencyjna, $y(t)$ – siła zrealizowana, $e(t)$ – błąd operatora

4.1.2 Opis stanowiska badawczego

Na fotografii (Rys. 4.2) przedstawiono operatora wywierającego siłę nacisku na narzędzie ręczne za pośrednictwem rękojeści. Siła realizowana przez operatora była przekazywana na ekran monitora za pomocą miernika siły. Zadaniem operatora było jak najszybsze i najlepsze zbliżenie sygnału siły realizowanej do siły referencyjnej pojawiającej się nagle na ekranie monitora. Panel kontrolny ilustrujący zmienność rozważanych sił w czasie został pokazany na (Rys. 4.3). Wartości sił realizowanej i referencyjnej były w czasie eksperymentu odczytywane za pomocą pionowych wskaźników cylindrycznych.

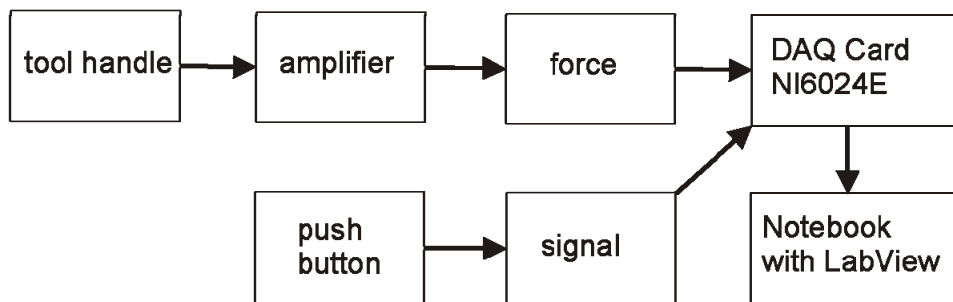


Rys. 4.2 Zdjęcie stanowiska z człowiekiem – operatorem oraz ręcznym narzędziem i przetwornikiem siły



Rys. 4.3 Panel kontrolny stanowiska wykonany w programie LabView 7.1

System pomiarowy mierzący siłę realizowaną przez operatora został pokazany schematycznie na diagramie (Rys. 4.4). Składał się on z tensometrów mierzących siłę w zakresie od 0 do 1 [kN], z których analogowy sygnał wyjściowy był proporcjonalny do wartości siły. Czujnik siły został umieszczony pomiędzy rękojeścią a przegubem kulowym. Sygnał napięciowy odpowiadający nagłemu wystąpieniu siły realizowanej przez operatora był przekazywany do analogowego wejścia karty akwizycji danych DAQ Card 6024E i próbkowany z częstotliwością 5[kHz] i rozdzielczością 12 [B] w zakresie napięć od -5 do +5 [V].



Rys. 4.4 Tor pomiarowy siły realizowanej przez operatora

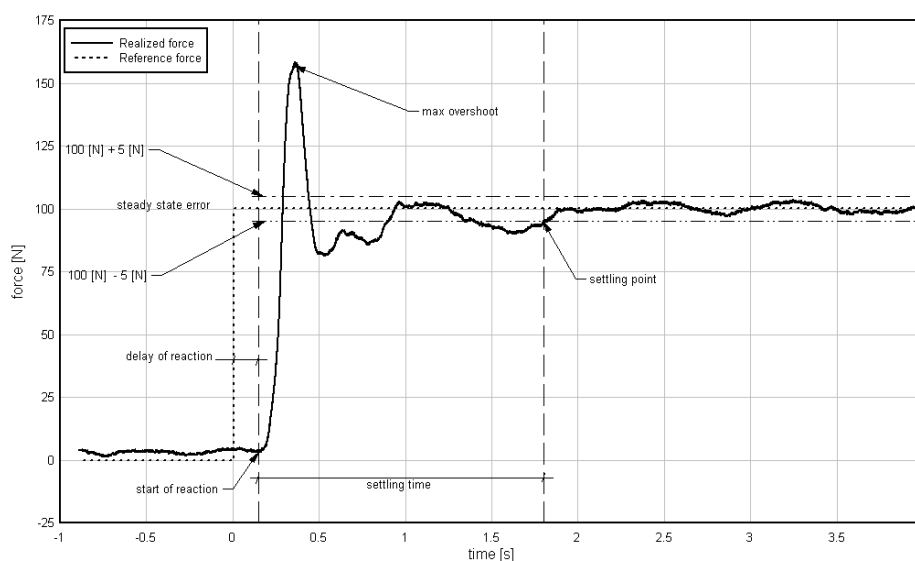
Sposób generacji siły referencyjnej pokazano schematycznie w dolnym wierszu schematu (Rys. 4.4). Składa się on z funkcji krokowej, generatora funkcji i przetwornika cyfrowo - analogowego. Generator wytwarza stały sygnał dwuwartościowy odpowiadający sile 0 i 100 [N]. Te dwie wartości mogą być przełączane zewnętrznym przełącznikiem. Napięciowy sygnał z generatora jest przenoszony poprzez układ analogowo cyfrowy na wejście karty akwizycji danych DAQ Card 6024E.

4.1.3 Metodyka przeprowadzania pomiarów

Czternaście osób o wieku, wzroście i wadze zebranych w (Tab. 4.1) wzięło udział w eksperymencie. Zostali oni zapoznani z warunkami eksperymentu. Zadaniem operatora było reagować jak najszybciej na zadaną siłę referencyjną wyświetlaną na ekranie i śledzenie wartości tej siły możliwie jak najdokładniej przez określony przedział czasu. Przykładowy przebieg dostrajania w czasie siły realizowanej przez operatora do nagle wygenerowanej siły referencyjnej o poziomie 100[N] pokazano na (Rys. 4.5).

Tab. 4.1 Parametry czternastu uczestników eksperymentu

Lp.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Wiek	61	62	22	22	21	22	21	22	23	21	21	22	22	23
Waga [kg]	81	90	75	80	78	70	86	69	75	75	78	87	74	65
Wzrost [m]	180	175	185	185	187	173	176	170	174	178	170	190	184	180

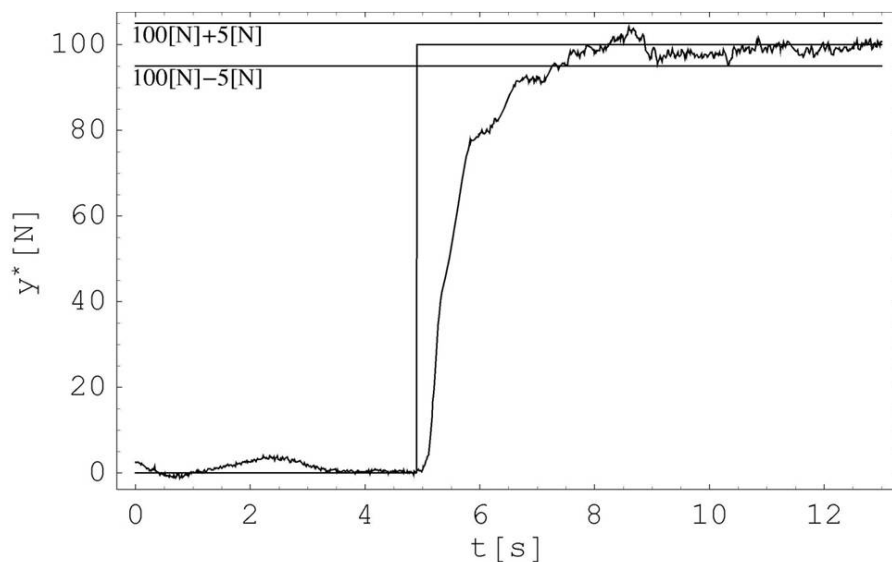


Rys. 4.5 Przykładowy przebieg czasowy funkcji referencyjnej i siły zrealizowanej przez operatora

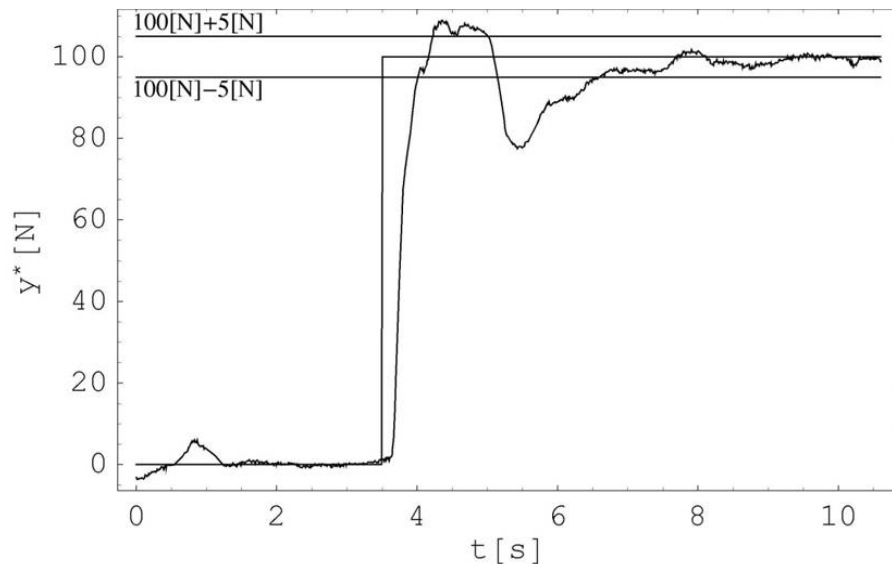
4.1.4 Wyniki pomiarów

Po analizie wstępnej zarejestrowane przebiegi sygnałów można było podzielić na trzy charakterystyczne grupy odpowiadające przebiegom czasowym realizowanym przez operatorów. Na (Rys. 4.6), (Rys. 4.7) i (Rys. 4.8) pokazano przykładowe wykresy zarejestrowanych sygnałów dla tych trzech grup.

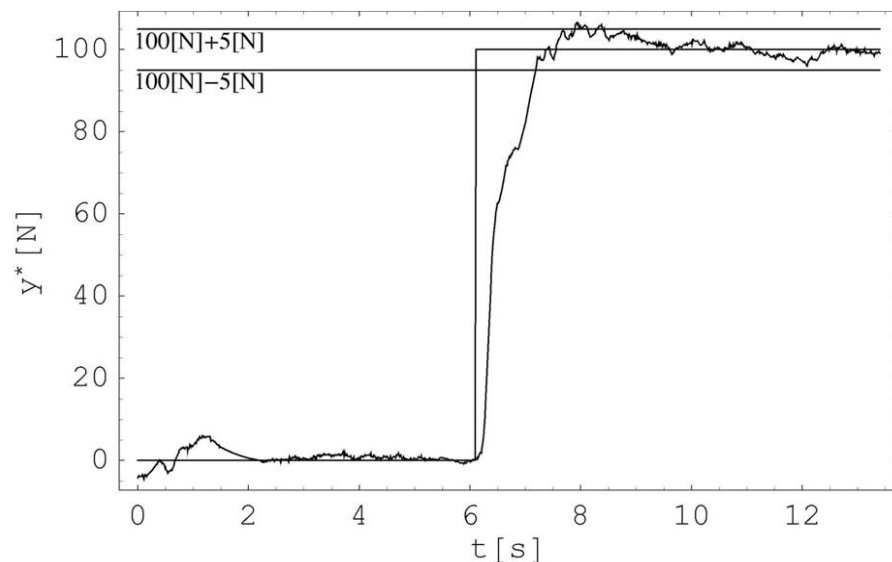
- a) Pierwsza grupa („bez przesterowania”), dla której możemy zaobserwować wolną zbieżność realizowanej siły względem siły referencyjnej, i jednocześnie niewielkie wartości przesterowania sygnału oraz niewielkie różnice pomiędzy czasem narastania i ustalenia.
- b) Druga grupa („z wyraźnym przesterowaniem”), sygnałów charakteryzuje się szybkim dojściem do zadanej wartości siły, krótkim czasem narastania, ale dużą wartością przesterowania sygnału i długim czasem ustalenia.
- c) Trzecia grupa („ze słabym przesterowaniem”), różni się od pierwszej krótkim czasem narastania, małym ale wyraźnym przesterowaniem i dużą różnicą między czasem narastania i czasem ustalenia.



Rys. 4.6 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla pierwszej grupy (a) „bez przesterowania”



Rys. 4.7 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla drugiej grupy (b) „z wyraźnym przesterowaniem”

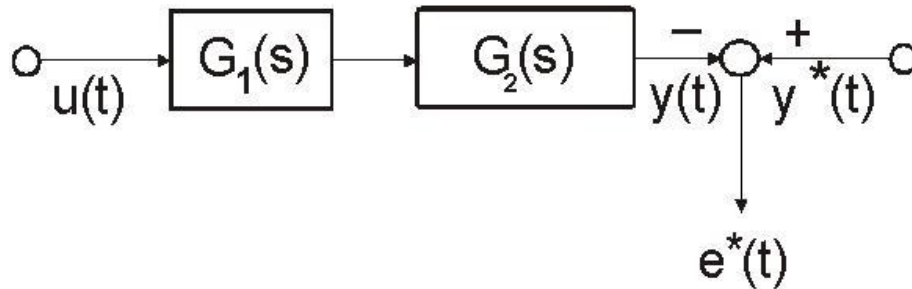


Rys. 4.8 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla trzeciej grupy (c) „ze słabym przesterowaniem”

4.1.5 Procedura identyfikacji zmierzonych sygnałów wyjściowych

Generalnie blokowy diagram układu człowiek-operator trzymającego ręczne urządzenie został pokazany na (Rys. 4.9), gdzie $u(t)$ oznacza wkład siły użytej przez operatora na rękkojeść, $y(t)$ siłę wyjściową modelu, $y^*(t)$ – siłę mierzoną podczas eksperymentu. $G_1(s)$ i $G_2(s)$ są transformatami funkcji modelu człowieka z nieznanymi parametrami. Funkcja $G_1(s)$ opisuje opóźnienie szybkości reakcji (refleks), zaś funkcja $G_2(s)$ dynamiczne właściwości układu mięśniowo – szkieletowego człowieka. Sygnał $e(t)$ jest błędem informującym o różnicy między

rzeczywistym a modelowanym sygnałem. Pozwala on na oszacowanie nieznanymi parametrów modelu.



Rys. 4.9 Schemat blokowy układu w postaci otwartej

4.1.6 Aproksymacja sygnału wyjściowego

Aby pokazać ogólne zależności mogące opisać w sposób przybliżony dynamikę reakcji ciała człowieka podczas przeprowadzonego eksperymentu i umożliwić matematyczny opis procesów decyzyjnych zachodzących w organizmie ludzkim przeprowadzono aproksymację funkcji zarejestrowanej siły za pomocą funkcji wyrażonej wzorem (4.1). Użyto sformułowania o zadanym z góry podobieństwie do uzyskanych przebiegów czasowych. Sformułowanie to sprowadza się do złożenia funkcji eksponentialnej z szeregiem funkcji trygonometrycznych oraz zaimplementowanym opisem zaniku amplitud w funkcji czasu. Użyta metoda aproksymacji ma więc przesłanki aproksymacji fizycznie uzasadnionej.

Pierwszym krokiem w modelowaniu było przyjęcie analitycznej formy wyjściowego sygnału. Sygnał wyjściowy został przybliżony przez funkcje pokazane wzorem (4.1). Parametry występujące w tym wzorze należało obliczyć tak aby jak najlepiej opisywały w/w sygnał.

$$y(t) = 100 \left(1 - e^{-a_0(t-T)} + \sum_{k=1}^{n,3} a_k e^{-a_{k+1}(t-T)} \sin(a_{k+2}(t-T)) \right) H(t-T) \quad (4.1)$$

$$\text{gdzie: } H(x) = \begin{cases} 0 & \text{dla } x < 0 \\ 1 & \text{dla } x \geq 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

Funkcja (4.1) jest określona przez liczbę $n/3$ parametrów. Suma z indeksem k w formule (4.1) jest ograniczona do trzeciego stopnia ($k=1, 4, 7,$

10,...n). Symbol t oznacza czas opóźnienia, uważanego za ludzki "refleks". Sygnał wejściowy oddziałujący wizualnie na człowieka - operatora został przyjęty w postaci (4.3):

$$u(t) = 100 \cdot H(t) \quad (4.3)$$

Całość zadania została transformowana z dziedziny czasu związanego z układem pomiarowym do dziedziny, w której za początek upływu czasu został przyjęty moment wystąpienia impulsu na wejściu.

Transformatę Laplace'a z funkcji aproksymującej wyjście możemy zapisać w sposób ogólny w postaci:

$$Y(s) = 100e^{-Ts} \left(\frac{1}{s} - \frac{1}{s + a_0} + \sum_{k=1}^{n,3} \frac{a_k a_{k+2}}{(s + a_{k+1})^2 + a_{k+2}^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\text{dla: } n \geq 2, T \geq 0$$

Transformata z funkcji wejścia na układ ma postać:

$$U(s) = \frac{100}{s} \quad (4.5)$$

Transmitancje dla układu człowiek-operator możemy więc zapisać jako:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = e^{-Ts} \left(1 - \frac{s}{s + a_0} + \sum_{k=1}^{n,3} \frac{a_k a_{k+2} s}{(s + a_{k+1})^2 + a_{k+2}^2} \right) \quad (4.6)$$

Jak można zauważyć, z postaci transmitancji operatorowej (4.6) składa się ona z dwóch czynników, które możemy zapisać oddzielnie jako:

a) Transmitancję opisującą opóźnienie czasowe (4.7)

$$G_1(s) = e^{-Ts} \quad (4.7)$$

b) Transmitancję części dynamicznej układu (4.8).

$$G_2(s) = 1 - \frac{s}{s + a_0} + \sum_{k=1}^{n,3} \frac{a_k a_{k+2} s}{(s + a_{k+1})^2 + a_{k+2}^2} \quad (4.8)$$

Zależność (4.8) możemy zapisać w sposób uogólniony jako funkcję wymierną zmiennej zespolonej s w postaci (4.9):

$$G_2(s) = \frac{K \prod_{i=2}^{p,2} (s - s_i)}{\prod_{i=1}^{q,2} (s - s_i)} \quad (4.9)$$

Gdzie s_i dla i *parzystych* (wartości występujące w liczniku) nazywamy zerami układu a dla i *nieparzystych* (mianownik) biegunami układu. Stałą K traktujemy jako wzmocnienie.

Zapis (4.9) będziemy traktować jako bardzo ogólny i „nośny” model opisujący całościowo to, co nazywamy motoryką ruchową człowieka podczas wykonywania konkretnej czynności. W rozważanej kwestii czynność ta oznacza operowanie ręcznym narzędziem udarowym. Szukając lepszego opisu i tym samym modelu o dokładniejszej strukturze należało by proponowany wzorem (4.9) układ dodatkowo podzielić uwzględniając składowe struktury opisujące motorykę ruchu. Podejście takie, jako bardziej pełne, pozostawia jednak pewną nieścisłość, gdyż uwzględniając kolejne składowe zawsze pozostanie element, którego nie będziemy w stanie uwzględnić z powodu braku możliwości jego identyfikacji. W tym sensie wydawać się może, że dla uzyskania lepszych rezultatów znacznie korzystniej jest stosować podejście globalne traktujące organizm jako pewną zamkniętą strukturę o zależnych od indywidualnych właściwości każdego człowieka układach sterujących motoryką. Autor nie jest zwolennikiem podejścia polegającego na budowie globalnych modeli opisujących człowieka jako całości. Każdy osobnik cechuje się indywidualnymi właściwościami i budowa modeli ogólnych opisujących całość populacji nie jest drogą właściwą. W pracy zdecydowano się na wyróżnienie w modelu członu bezpośrednio odpowiedzialnego za czas reakcji człowieka, ponieważ ma on kluczowe znaczenie i stosunkowo łatwo go wyznaczyć. Dodatkowo, czas jako taki odgrywa decydujące znaczenie w rozważanym zagadnieniu. Czas ten winien być oczywiście

traktowany nie tylko jako czas bieżący ale również jako czas adaptacji człowieka do określonej czynności ze wzrostem którego wprawa posługiwania się ręcznymi narzędziami przez operatorów wzrasta.

Ostatecznie transmitancję układu możemy przedstawić wzorem (10).

$$G(s) = G_1(s)G_2(s) \quad (4.10)$$

Warunkiem aby układ pozostawał stabilny w sensie wejścia - wyjścia jest aby dla każdego sygnału podanego na wejście o ograniczonej amplitudzie, sygnał wyjściowy pozostawał również amplitudalnie ograniczony. Aby to było spełnione warunkiem wystarczającym jest aby części rzeczywiste s_i dla i parzystych były ujemne.

Zaproponowany układ jest stabilny ponieważ $p \leq q$, ponad to jest nawet ściśle stabilny gdyż zachodzi $p < q$.

Jak widać z przytoczonych równań całe zadanie sprowadza się do dobrania wektora parametrów układu (4.6) dla $i=0,1,4, 7, \dots, n$ oraz wzmocnienia K . O ile czas opóźnienia jest łatwo wyznaczyć bezpośrednio z wyników pomiarów (średnio wahał się dla obiektów badanych w zakresie 0.15 do 0.20[s]), to wyznaczenie wartości wektora „a” jest już zadaniem znacznie trudniejszym. Dla ich wyznaczenia zdecydowano się użyć sformułowania polegającego na zminimalizowaniu kwadratów różnic (4.11) pomiędzy wartościami uzyskanymi z pomiarów i tymi otrzymanymi z modelu.

$$e = \sum_{k=1}^m (y^* - y(k\Delta t))^2 \quad (4.11)$$

Przez y oznaczono funkcję modelującą układ a y^* wartości punktów uzyskane z pomiarów, Δt oznacza czas (krok) pomiędzy kolejnymi pomiarami, zależny od częstotliwości próbkowania urządzeń pomiarowych. Aby uzyskać wektor a rozwiązano układ równań zbudowany według przepisu:

$$\min e \Rightarrow \frac{de}{da_i} = 0, i=1..n \quad (4.12)$$

Do rozwiązania otrzymanego układu nieliniowego użyto procedury numerycznej polegającej na zmodyfikowanej metodzie rozwiązywania równań nieliniowych Newtona zaimplementowanej w języku Fortran standard 77 według wzorów i sformułowania otrzymanych na drodze obliczeń analitycznych.

4.1.7 Wyniki modelowania dla wybranych grup sygnałów

Dla zilustrowania procedury modelowania przedstawiono trzy numeryczne przykłady pokazane formułami (4.15), (4.16) i (4.17). Formuły te przedstawiają funkcje aproksymujące przebiegi czasowe sił dla trzech przypadków: wymienionych w paragrafie (4.1.4). Dla każdego przypadku obliczenia zostały przeprowadzone dla parametru $n=7$. Wartość tego parametru odpowiada funkcji aproksymującej zawierającej dwa trygonometryczne składniki. Dla każdego przypadku dokonano porównania przebiegów czasowych zarejestrowanych i aproksymowanych sił. Przedstawiono również wykresy zer i biegunów i przebiegi czasowe odpowiedzi układu na testowe sygnały wymuszający. Otrzymane wyniki obliczeń przedstawiono w (Tab. 4.2).

Tab. 4.2 Parametry transmitancji dla przykładowych pomiarów według oznaczeń formuły (4.9)

	Przykład 1		Przykład 2		Przykład 3	
i	Re(s _i)	Im(s _i)	Re(s _i)	Im(s _i)	Re(s _i)	Im(s _i)
1	-0.176337	-0.70232	-0.707098	6.17275	-0.199352	2.39323
2	-0.187565	0.695908	-0.7732	5.55673	-0.23717	-2.33838
3	-0.176337	-0.70232	-0.707098	-6.17275	-0.199352	-2.39323
4	-0.187565	-0.695908	-0.7732	-5.55673	-0.23717	2.33838
5	-1.1942	-2.22576	-1.19572	1.84721	-3.60607	0.0815886
6	-1.02336	-2.5902	-0.774574	-0.955814	-2.56555	1.31834
7	-1.1942	-2.22576	-1.19572	-1.84721	-3.60607	-0.0815886
8	-1.02336	2.5902	-0.774574	0.955814	-2.56555	-1.31834

9	-4.02876	0	-1.17494	0	-1.47452	0
T[s]	0.1		0.15		0.2	
K	3.34502		4.60988		2.40718	

4.1.7.1 Funkcja aproksymująca przebieg czasowy siły dla grupy bez przesterowania

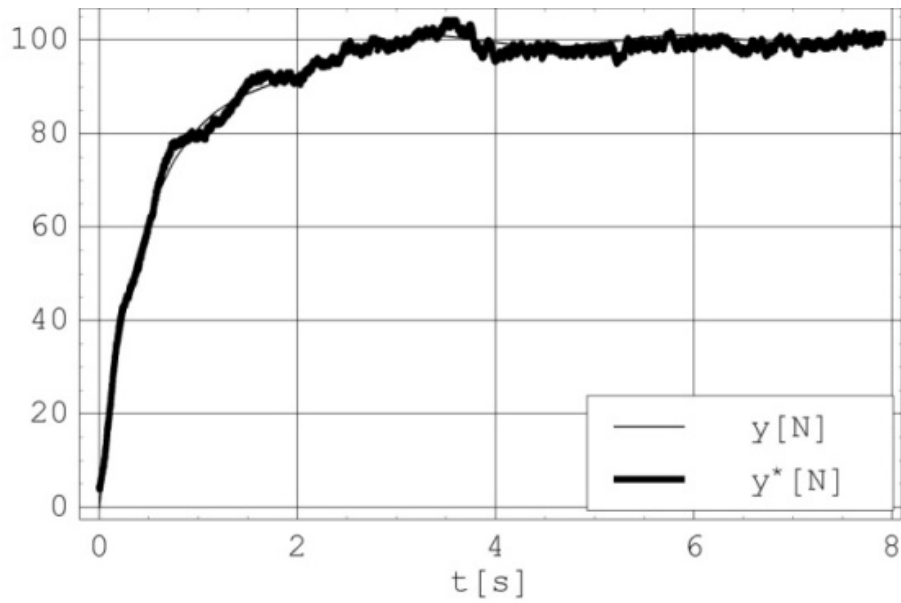
W pierwszym przykładzie aproksymant funkcji transmitancji pochodzący z rzeczywistych pomiarów sygnału został zaprezentowany w formie pokazanej wzorem (4.15).

$$U(s) = (1 + s^2)^{-1} \quad (4.13)$$

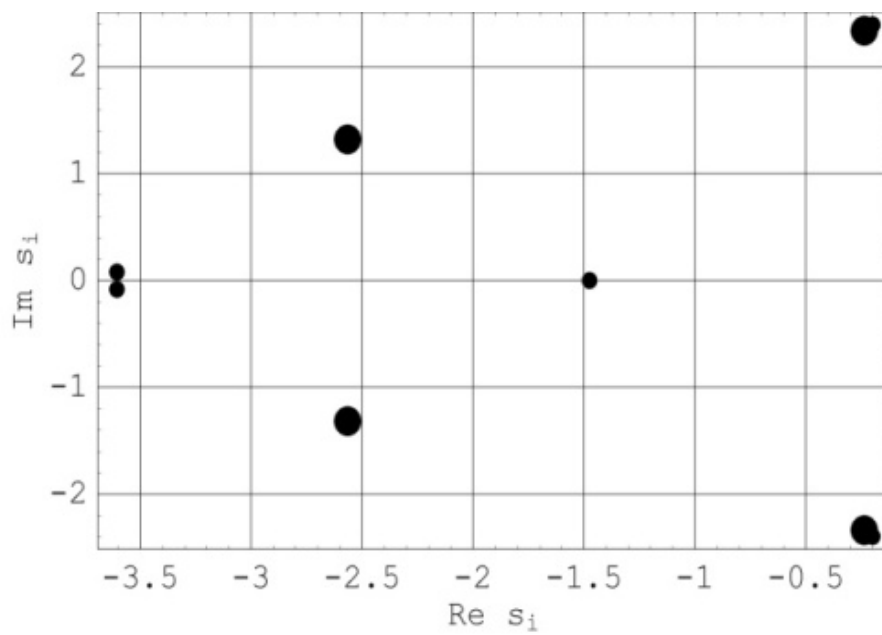
$$U(s) = 500(1 + (s + 0.7)^2)^{-1} \quad (4.14)$$

Modelujący i rzeczywisty przebieg czasowy reakcji człowieka został przedstawiony na (Rys. 4.10). Natomiast (Rys. 4.11) prezentuje położenie biegunów i zer modelu. Rysunki (Rys. 4.12) i (Rys. 4.13) przedstawiają odpowiedź modelu (4.15) na wymuszenie przyjęte odpowiednio wzorami (4.13) i (4.14).

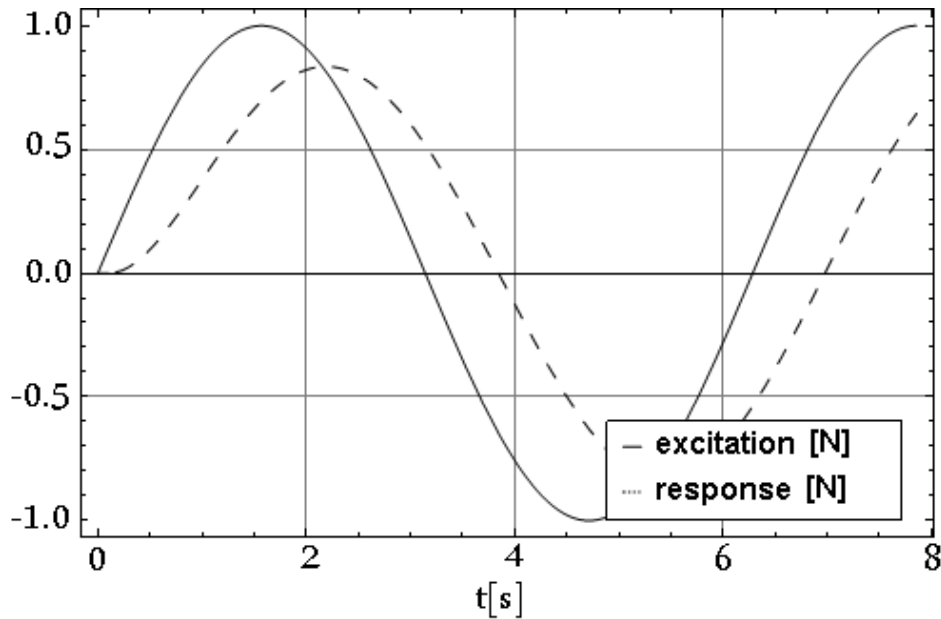
$$y(t) = 100(1 - e^{-4.02876(t-0.1)} + 0.0376116e^{-0.176337(t-0.1)} \sin(0.70232(t-0.1)) - 0.319059e^{-1.1942(t-0.1)} \sin(2.22576(t-0.1)))H(t-0.1) \quad (4.15)$$



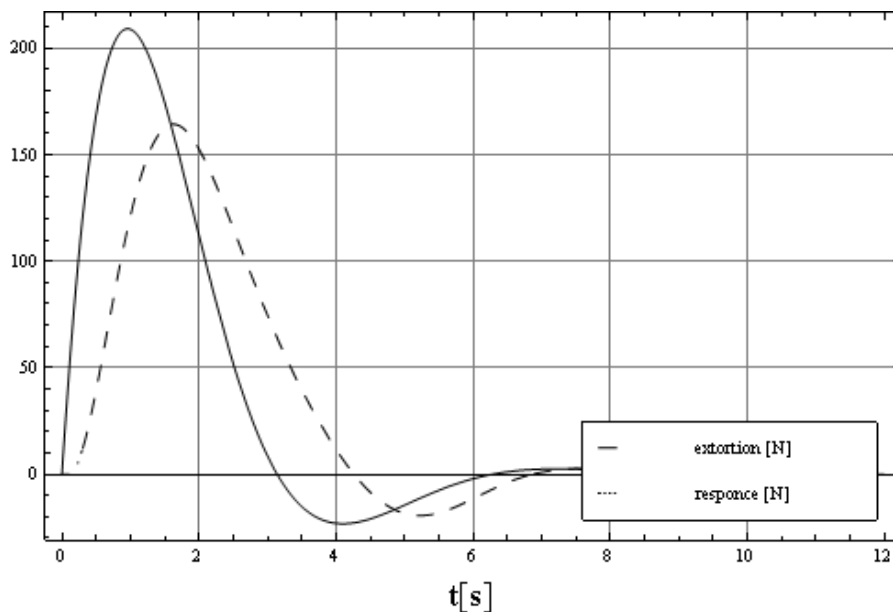
Rys. 4.10 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły



Rys. 4.11 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego



Rys. 4.12 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.15) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)



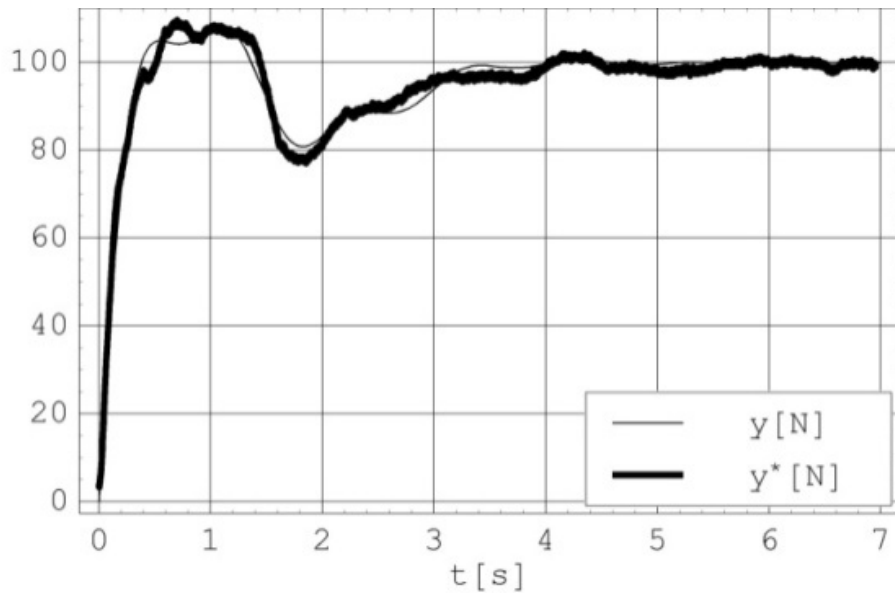
Rys. 4.13 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.15) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)

4.1.7.2 Funkcja aproksymująca przebieg czasowy siły dla grupy z wyraźnym przesterowaniem

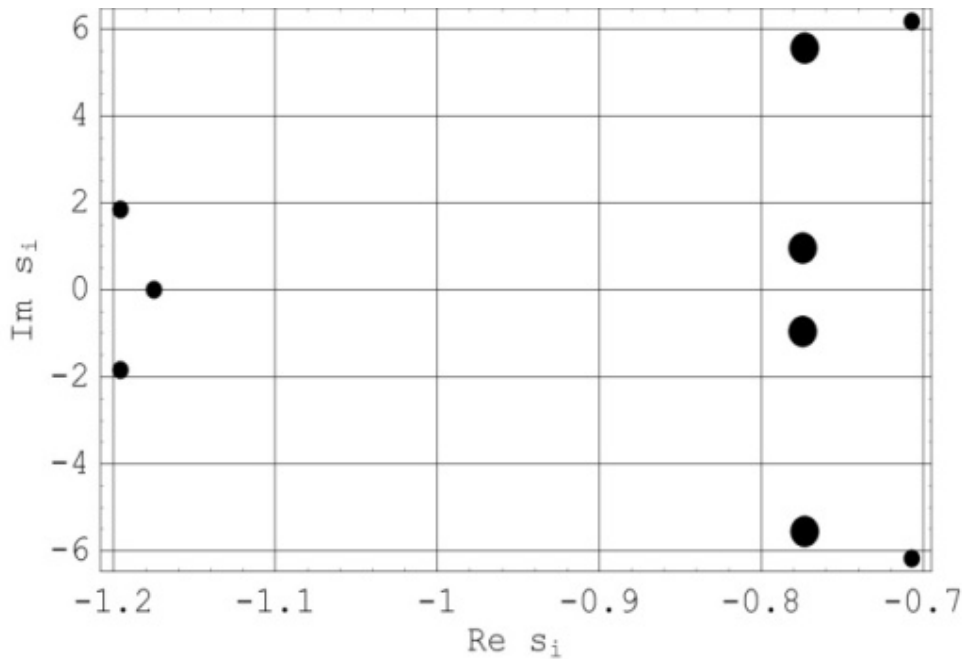
W drugim przykładzie aproksymant transmitancji modelu pochodzący z rzeczywistych pomiarów został przedstawiony wzorem (4.16). Zamodelowana i rzeczywista odpowiedź człowieka została zaprezentowana (Rys. 4.14). Natomiast (Rys. 4.15) przedstawia położenie zer i biegunów modelu. (Rys. 4.16)

i (Rys. 4.17) przedstawiają odpowiedź modelu (4.16) na zadaną funkcję wymuszającą (4.13) i (4.14).

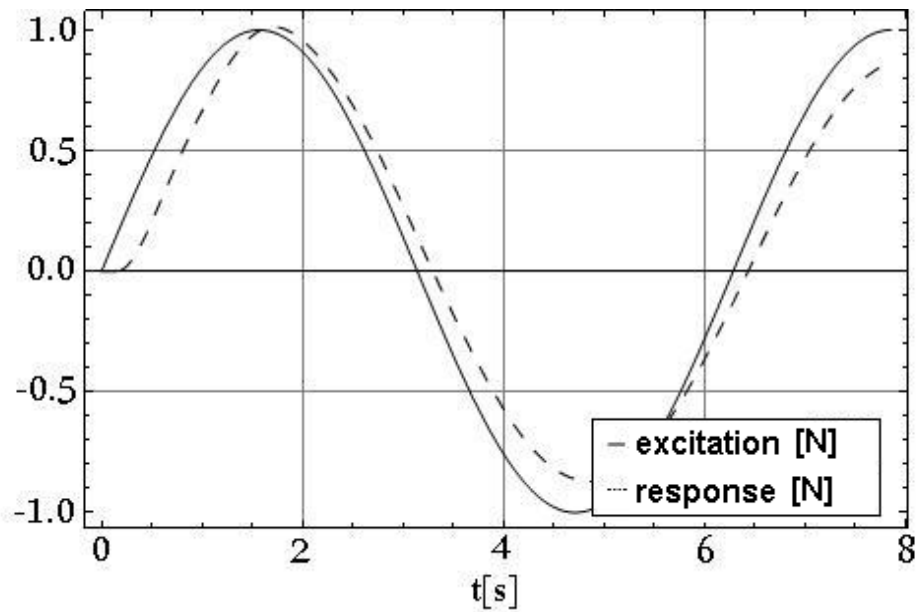
$$y(t) = 100 \left(1 - e^{-1.17494(t-0.15)} + 1.35811 e^{-1.19572(t-0.15)} \sin(1.84721(t-0.15)) + 0.150054 e^{-0.707098(t-0.15)} \sin(6.17275(t-0.15)) \right) H(t-0.15) \quad (4.16)$$



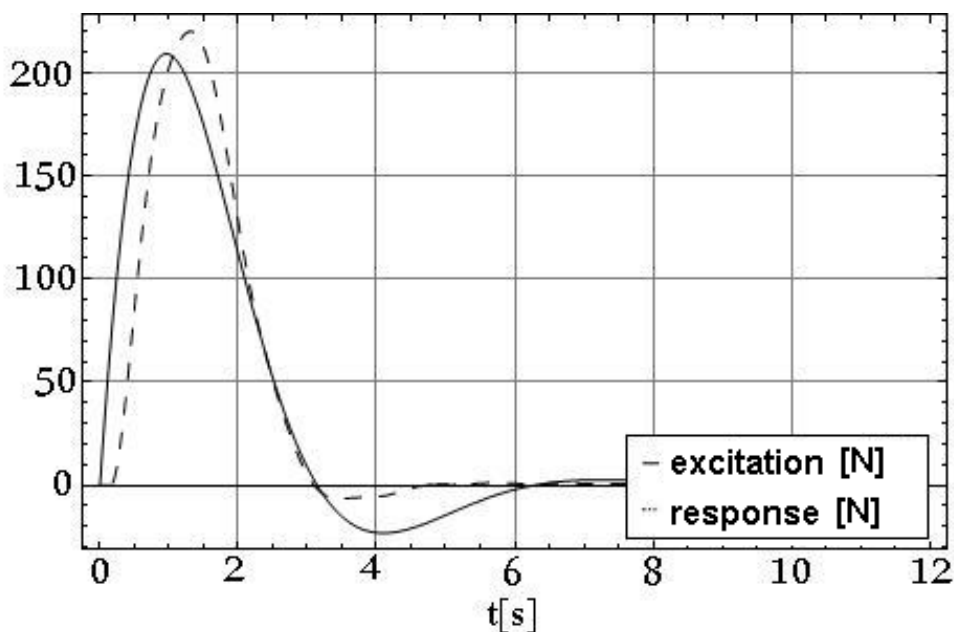
Rys. 4.14 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły



Rys. 4.15 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego



Rys. 4.16 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.16) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)



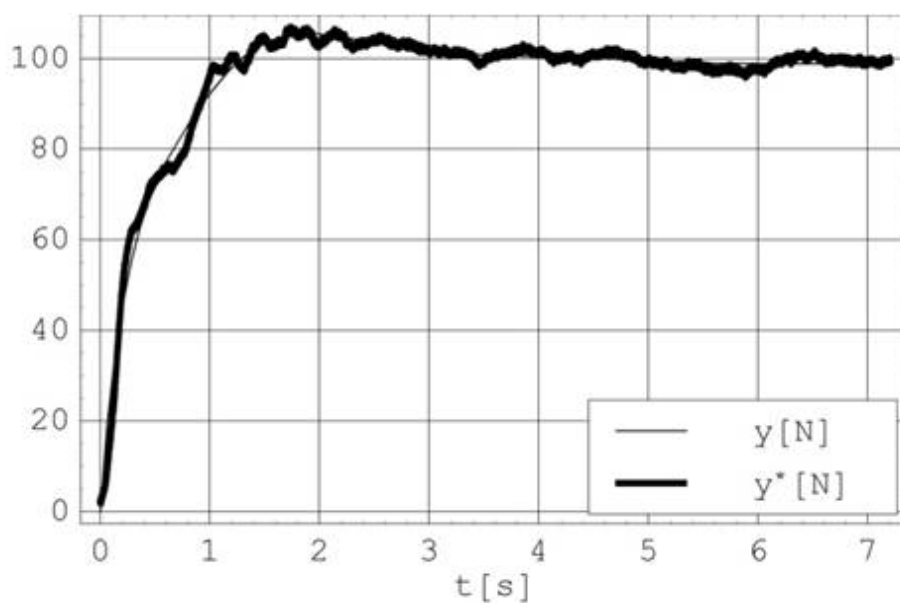
Rys. 4.17 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.16) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)

4.1.7.3 Funkcje aproksymującą przebieg czasowy siły dla grupy ze słabym przesterowaniem

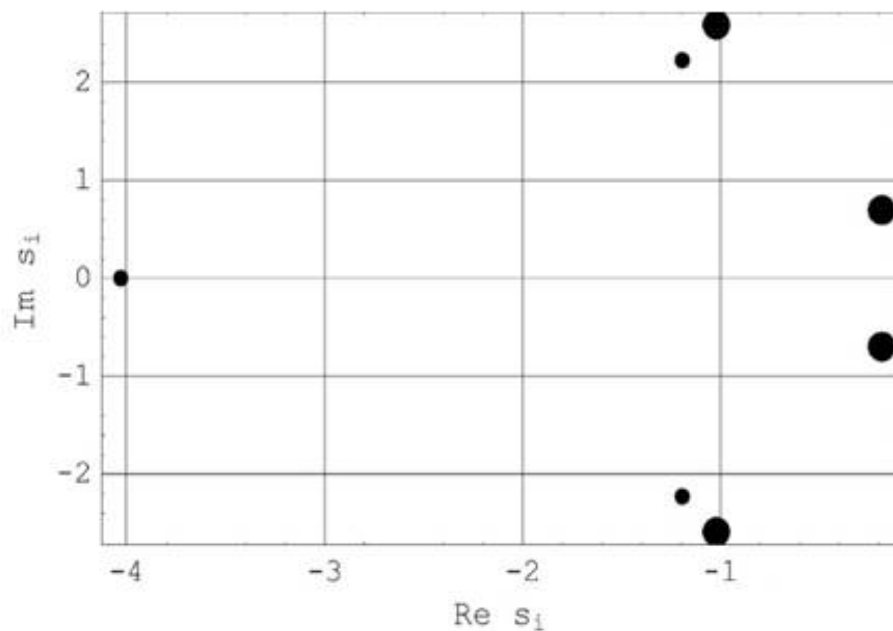
W trzecim przykładzie aproksymowana transmitancja modelu pochodząca z rzeczywistych pomiarów została przedstawiona za pomocą wzoru (4.17). Zamodelowane oraz rzeczywiste sygnały reakcji człowieka zostały zaprezentowane na (Rys. 4.18). Na (Rys. 4.19) przedstawiono położenie zer

i biegunów modelu. Rysunki (Rys. 4.20) i (Rys. 4.21) przedstawia odpowiedź modelu (4.16) na zadane wymuszenie (4.13) i (4.14).

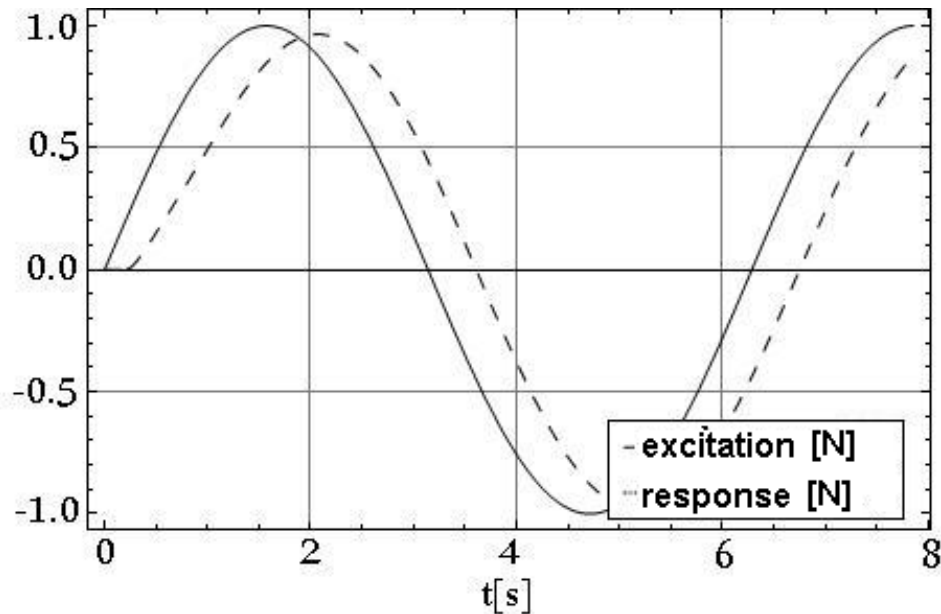
$$y(t) = 100(1 - e^{-1.47452(t-0.2)} + 10.4889e^{-3.60607(t-0.2)} \sin(0.0815886(t-0.2)) + 0.0321288e^{-0.199352(t-0.2)} \sin(2.39323(t-0.2)))H(t-0.2) \quad (4.17)$$



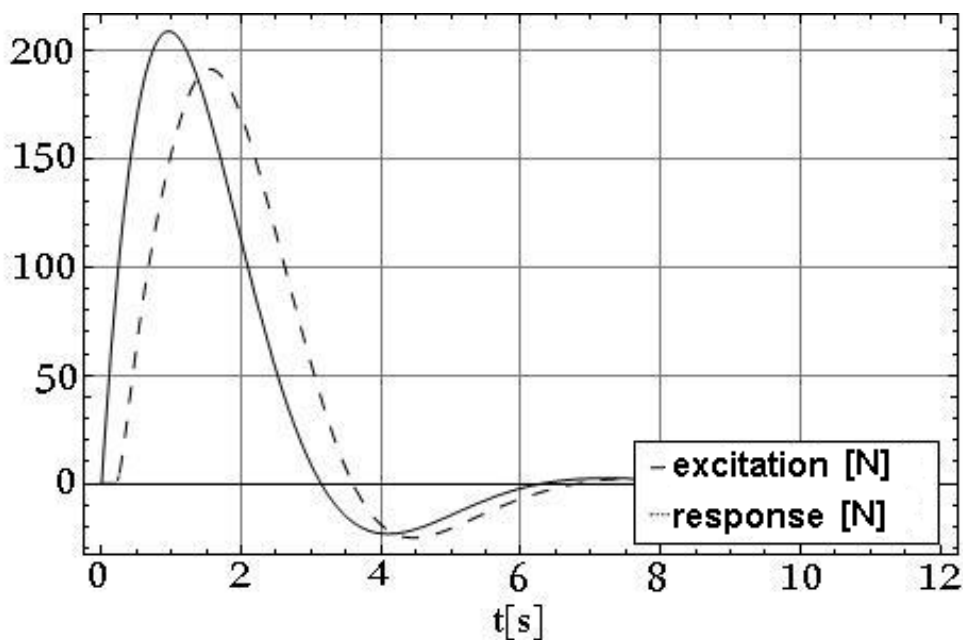
Rys. 4.18 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły



Rys. 4.19 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego



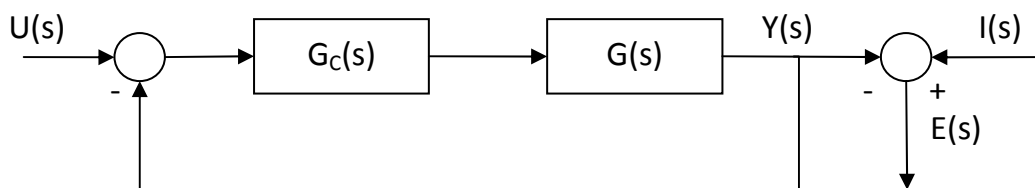
Rys. 4.20 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.17) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)



Rys. 4.21 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.17) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)

4.1.8 Ogólna procedura syntezy kompensatora, jako układu wibroizolacji narzędzia

Mając funkcję transmitancji układu w postaci (4.10) możemy dobrać układ wibroizolacji $g_c(t)$ idealnie dostosowany do potrzeb indywidualnych konkretnego człowieka - operatora na podstawie przeprowadzonych pomiarów. Układ taki w postaci operatorowej przedstawiono na (Rys. 4.22).

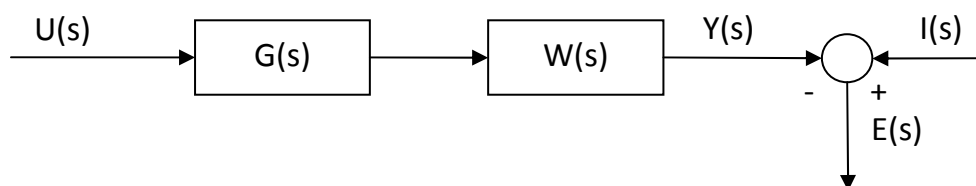


Rys. 4.22 Schemat układu człowiek – operator narzędzia ręcznego z układem wibroizolacji

Układ zamknięty pokazany na rysunku (Rys. 4.22) możemy zamienić na układ o schemacie otwartym pokazanym na (Rys. 4.23) za pomocą prostych przekształceń (4.18) i (4.19).

$$W(s) = \frac{G_c(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (4.18)$$

$$G_c(s) = \frac{W(s)}{1 - W(s)G(s)} \quad (4.19)$$



Rys. 4.23 Schemat układu człowiek – operator narzędzia ręcznego z układem wibroizolacji w postaci otwartej

Aby dobrać układ wibroizolacji musimy przeprowadzić minimalizację funkcjonału podanego wzorem (4.20).

$$J = \int_{-\infty}^{\infty} e^2(t) dt \quad (4.20)$$

W funkcjonałe tym funkcja błędu przyjmuje postać (4.21).

$$E(s) = I(s) - G(s)W(s)U(s) \quad (4.21)$$

Minimalizację funkcjonału (4.20) możemy przeprowadzić korzystając ze wzoru (4.22): Wzór ten otrzymujemy po zastosowaniu metody Wienera – Hopfa. Metoda ta została pierwotnie stworzona przez Norberta Wienera i Eberharda Hopfa jako metoda do rozwiązywania układów równań całkowych lecz znalazła znacznie szersze zastosowanie do rozwiązywania dwuwymiarowych układów równań różniczkowych cząstkowych z mieszanymi warunkami brzegowymi. Metoda opiera się na wykorzystaniu właściwości transformat funkcji. Standardowo używa się transformaty Fouriera ale istnieją wersje korzystające z np. transformaty Laplace'a tak jak w niniejszej pracy.

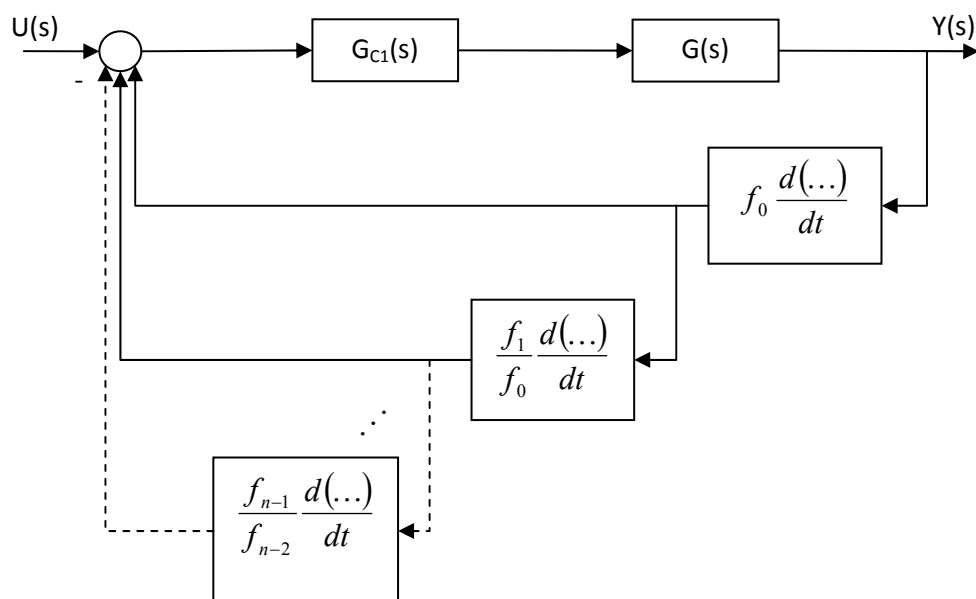
$$W(s) = \frac{\left[\frac{G(-s)I_{UI}(s)}{G^-(s)I_{UU}^-(s)} \right]_{-+}}{G^+(s)I_{UU}^+(s)} \quad (4.22)$$

Gdzie: $I_{UU}=U(s)U(-s)$ analogicznie $I_{UI}=U(s)I(-s)$, natomiast $G(s)G(-s)=G^+(s)G^-(s)$ przez operator $[]_{-+}$ rozumiemy części mające pierwiastki w lewej półpłaszczyźnie Gaussa.

Na (Rys. 4.24) przedstawiono przykładowy układ zaprojektowany przez autora dla potrzeb wibroizolacji operatora ręcznego narzędzia udarowego z przykładu a) „bez przesterowania”, opisanego w rozdziale (4.1.4).

W wyniku złożonych obliczeń parametry f_i ($i=0\dots n$ dla $n=6$) uzyskane dla rozpatrywanego przypadku (Rys. 4.24) przyjęły wartości:

$$f_i = [1, 0.1, 0.005, 0.0001667, 0.000004167, 0.00000008333, 0.000000001389]$$



Rys. 4.24 Układ operator – narzędzie ręczne z układem wibroizolacji

4.1.9 Omówienie wyników dla wybranych przykładów

Wyniki uzyskane w pierwszym etapie aplikacji powyższej procedury pozwalają przypuszczać, że rozwiązywany problem jest zagadnieniem układu nadążnego gdzie mamy do czynienia z trzema wskaźnikami jak opóźnienie, czas ustalenia i przeregulowanie.

Na podstawie otrzymanych wyników można zauważyć, że czas opóźnienia i czas ustalania mają tendencję do polepszania się wraz ze wzrostem liczby prób. To zachowanie może być wyjaśnione przez proces uczenia się i adaptacji człowieka - operatora. Typowy czas reakcji mieści się w zakresie 0,1 ... 0,2[s].

Ogólnie należy stwierdzić, że przyjęta metodyka prowadzenia badań okazała się właściwa. Takie podejście otwiera możliwości prowadzenia dalszych badań nad bardziej złożonymi strukturami rękojeści narzędzi. Pozwala ono również na oszacowanie poziomów odniesienia dla występujących sił z uwzględnieniem faktu, że prawdziwej pracy z ręcznym narzędziem towarzyszą dodatkowe procesy dynamiczne.

Analiza bardziej złożonych modeli pozwala na bardziej realistyczne i dokładne opisanie dynamicznych procesów towarzyszących pracy człowieka - operatora ręcznego narzędzia udarowego.

4.2 Modelowanie kończyny górnej

4.2.1 Wprowadzenie

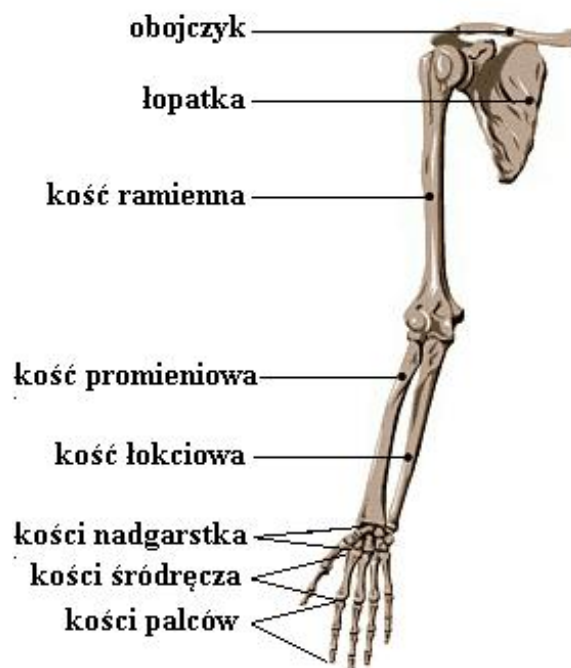
Modele prezentowane w niniejszej pracy, stosowane są szeroko podczas analizowania warunków pracy wykonywanej przez człowieka – operatora, który narażony jest na problemy zdrowotne wynikające z charakteru wykonywanej pracy i związanych z obsługą specyficznego urządzenia – narzędzia. Szczególnie narażeni na wystąpienie szkodliwych zespołów przeciążeniowych są operatorzy ręcznych narzędzi udarowych oraz pracownicy wykonujący prace wymagające wielokrotnej cyklicznej powtarzalności określonych ruchów obciążających wybrane grupy mięśni i stawów. Zespoły przeciążeniowe to ogólna nazwa grupy chorób układu ruchu spowodowanych powtarzającymi się czynnościami, wymuszoną pozycją oraz uciskiem lub rozciąganiem struktur anatomicznych podczas pracy. Zespoły przeciążeniowe należą do schorzeń, które uważane są za powiązane z wykonywaniem pracy. Rodzaj wykonywanej pracy, jest więc czynnikiem ryzyka ich występowania [Koradecka, 2000]. Nadmierna ekspozycja może powodować różnego rodzaju choroby jak np. Hand Arm Vibration Syndrome (HAVS), które mogą mieć wpływ na układ nerwów, stawów, mięśni, naczyń krwionośnych i tkanki łącznej dłoni i przedramienia [Griffin, 1990]

Choroby układu ruchu stanowią jedną z głównych przyczyn orzekania o niezdolności do pracy w całym okresie aktywności zawodowej. Zespoły przeciążeniowe są specyficzną odmianą urazów układu ruchu ponieważ zazwyczaj nie są wynikiem losowego zdarzenia, np. upadku, poślizgnięcia się, w konsekwencji którego dochodzi do złamań kości lub zerwania ścięgien [Putz - Anderson, 1988]. Zespoły przeciążeniowe są skutkiem obciążeń mechanicznych przekraczających wytrzymałość fizyczną oraz wydolność elementów statyczno-dynamicznych i mogą dotyczyć wszystkich struktur układu ruchu: mięśni i ich przyczepów, ścięgien, pochewek ścięgniastych, kaletek maziowych, łokotek, chrząstek, a także kości (tzw. złamania zmęczeniowe). Pracownik może być narażony na przeciążenia (mikrourazy) podczas wykonywania swojej pracy przez

wiele lat i nigdy nie stwierdzić związku przyczynowego pomiędzy zaistniałą chorobą a wykonywaną pracą. Dzieje się tak z powodu małego stopnia nasilenia objawów, w związku z czym okoliczności ich występowania pozostają często ignorowane aż do czasu, gdy zaczną przyjmować postać przewlekłą.

Czynności nadmiernie obciążające układ ruchu występują zarówno u pracowników wykonujących prace określone mianem fizycznie ciężkich, jak i u pracowników wykonujących prace określone jako lekkie klasyfikowane jako „lekka praca statyczna”. Prace takie choć obciążające człowieka w niewielkim stopniu (w sensie energetycznym i przeciążeniowym) są jednak bardzo niekorzystne dla organizmu powodując częste dysfunkcje układu mięśniowo – szkieletowego i przewlekłe choroby.

Kości kończyny górnej można podzielić [Kozłowski, Nazar 1995] na kości tworzące obręcz barkową, czyli łopatkę i obojczyk oraz kości części wolnej tj. kość ramienną, kości przedramienia (kość łokciowa, promieniowa) i ręki (kości nadgarstka, śródreżca, palców). Strukturę kostno – stawową kończyny górnej przedstawiono na (Rys. 4.25).



Rys. 4.25 Schemat kończyny górnej człowieka

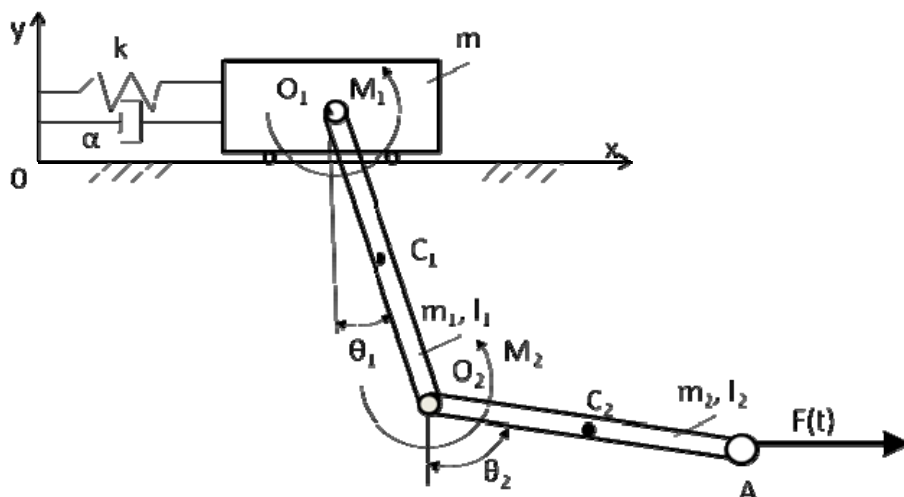
4.2.2 Model biomechaniczny kończyny górnej

Wzorując się częściowo na (Rys. 4.25) w pracy, przedstawiono model fizyczny łańcucha kinematycznego kończyny górnej uzyskany metodą syntezy parametrycznej. Parametry uzyskano w wyniku numerycznej analizy danych uzyskanych z rzeczywistych pomiarów wykonanych na specjalnie skonstruowanym stanowisku badawczym i dobranych tak, by zminimalizować różnicę pomiędzy sygnałami wyjściowymi rejestrowanymi na obiekcie rzeczywistym i sygnałami rejestrowanymi na wyjściu modelu.

W pracy użyto płaskiego modelu biomechanicznego (Rys. 4.26) i autorskiego modelu modelującego momenty w stawach. Otrzymane wyniki mogą być pomocne w wyjaśnieniu chorób opisanych powyżej. Mogą one posłużyć również do oceny częstości i lokalizacji oczekiwanych uszkodzeń układu mięśniowo-szkieletowego.

Proponowany model matematyczny kończyny górnej jest niedookreślony. Jedynym sposobem na znalezienia nieznanymi parametrów jest wprowadzenie dodatkowej zależności opisujących działanie mięśni człowieka.

Do zamodelowania ramienia człowieka – operatora narzędzia ręcznego użyto modelu pokazanego na rysunku (Rys. 4.26). Model składa się z suwadła (m), ślizgającego się bez tarcia po poziomej płaszczyźnie, odpowiadającej za masę obojczyka i łopatki, masy (m_1) opisującej masę kości ramiennej, masy (m_2) która stanowi odpowiednik kości łokciowej i promieniowej. Pręty jednorodne połączone są z suwadłem (m) i ze sobą za pomocą przegubów (O_1, O_2). Przeguby dodatkowo obciążono momentami (M_1, M_2) reprezentującymi działanie układu mięśniowego w stawach. Do masy (m) przyczepiono sprężynę (k) i tłumik (α) reprezentujące interakcje układu ręka – ramię z pozostałą częścią ciała. W punkcie A przyłożono zewnętrzną siłę poziomą $F(t)$ będącą funkcją czasu t otrzymaną w wyniku rzeczywistych pomiarów laboratoryjnych.



Rys. 4.26 Biomechaniczny model kończyny górnej

Zadanie uzupełniono zależnościami, które opisują zachowanie się mięśni. Zachowanie to uwzględnione zostanie następnie w równaniach opisujących układ poprzez wprowadzenie odpowiednich momentów M_1 , M_2 i siły P opisanej za pomocą parametrów k i α .

Jako następny krok syntezy opartej na procedurze rekurencyjnej przyjęto takie modele momentów M_1 i M_2 oraz siły P , które pozwalają na dobrą aproksymację wyników otrzymanych z pomiarów eksperymentalnych. Takie postępowanie pozwala na rozważanie momentów M_1 , M_2 i siły P wyrażonej przez parametry k i α jako funkcji sterujących, realizowanych przez człowieka operatora. Oryginalny model momentów kątowych w stawach został zaprezentowany w [Książek, Ziemiański, Nosiadek, 2009].

Postać zależności opisujących właściwości mięśni nazywana jest funkcją sterowania mięśni przez układ nerwowy i w najprostszej postaci pokazana jest funkcją (4.23) lub (4.24).

$$F_i \sim F_i(q_i) \quad (4.23)$$

$$F_i \sim F_i(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i, \dots) \quad (4.24)$$

Pełniejsza postać funkcji opisującej właściwości układu mięśniowo – szkieletowego opisywana jest zależnością (4.25) gdzie $(i-1)$ oznacza parametr opisujący zachowanie stawu znajdującego się w łańcuchu kinematycznym bliżej

korpusu ciała niż parametr (i). Oryginalnym podejściem jest użycie zależności rekurencyjnej opisanej zależnością (4.26).

$$F_i \sim F_i(q_i, q_{i-1}, \dot{q}_i, \dot{q}_{i-1}, \ddot{q}_i, \ddot{q}_{i-1}, \dots) \quad (4.25)$$

$$F_i \sim F_i(q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i, F_{i-1}) \quad (4.26)$$

Moment obrotowy w stawie ramiennym (M_1) zamodelowany został funkcją opisującą go jako proporcjonalny do kąta związanego z danym stawem zgodnie z (4.27):

$$M_1 = k_1 \theta_1 \quad (4.27)$$

Dla stawu łokciowego (M_2) moment obrotowy modelujemy funkcją opisującą moment jako proporcjonalny do różnicy kątów między stawem łokciowym i barkowym:

$$M_2 = k_2(\theta_2 - \theta_1) \quad (4.28)$$

Działanie mięśni związanych z barkiem wprowadzono jako funkcję będącą liniową kombinacją przemieszczenia barku i jego prędkości (4.29), co zapisano wzorem (4.29).

$$P = kx + \alpha \dot{x} \quad (4.29)$$

We wzorach (4.27), (4.28) i (4.29) parametry k_1 , k_2 , k i α , traktowane są jako nieznanne, a sposób ich wyznaczenia został zaprezentowany w paragrafie (4.2.2.5). W większości przypadków, chcąc lepiej opisać stabilizujące właściwości mięśni podczas pracy narzędziem ręcznym, powyższe modele (4.27), (4.28), (4.29) zastępuje się układami bardziej rozbudowanymi (4.24), (4.25) i często nawet silnie nieliniowymi. W badanym przypadku postanowiono użyć mniej skomplikowanego modelu, który nie wprowadza dodatkowych uciążliwości obliczeniowych.

4.2.2.1 Układ równań różniczkowych opisujących model

Model biomechaniczny pokazany na (Rys. 4.26) jest opisany układem trzech nieliniowych równań różniczkowych (4.30), (4.31), (4.32). Przeprowadzona analiza dotyczy pełnych, nieliniowych równań różniczkowych (4.30), (4.31), (4.32) bez ich uprzedniej linearyzacji.

$$\begin{aligned} &(-m_1 - m_2)|O_1C_1|\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1) + (m_1 + m_2)|O_1C_1|\ddot{\theta}_1 \cos(\theta_1) + \\ &(m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x} = F - kx - \alpha\dot{x} \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$\begin{aligned} &\frac{1}{2}\ddot{\theta}_1(2J_{C_1} + m_2(|O_1C_1|^2 - l_1^2)\cos(2\theta_1) + l_1^2m_2 + (2m_1 + m_2)|O_1C_1|^2) + \\ &m_2(l_1 - |O_1C_1|)(l_1 + |O_1C_1|)\dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1)\cos(\theta_1) + \\ &l_1m_2|O_2C_2|\dot{\theta}_2^2 \sin(\theta_1)\cos(\theta_2) + l_1m_2|O_2C_2|\ddot{\theta}_2 \sin(\theta_1)\sin(\theta_2) + \\ &(m_1 + m_2)|O_1C_1|\ddot{x} \cos(\theta_1) = Fl_1 \cos(\theta_1) + k_1\theta_1 - k_2(\theta_2 - \theta_1) \end{aligned} \quad (4.31)$$

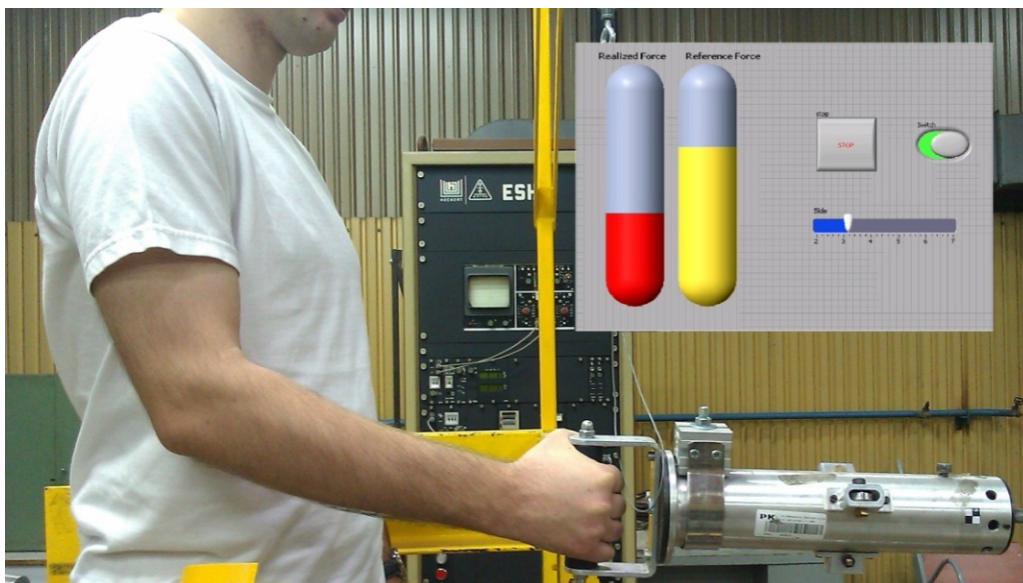
$$J_{C_2}\ddot{\theta}_2 + m_2|O_2C_2|\sin(\theta_2) \left(\begin{aligned} &l_1\dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1) + l_1\ddot{\theta}_1 \sin(\theta_1) + \\ &|O_2C_2|\dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2) + |O_2C_2|\ddot{\theta}_2 \sin(\theta_2) \end{aligned} \right) = Fl_1 \cos(\theta_2) \quad (4.32)$$

W układzie równań (4.30), (4.31), (4.32) są trzy nieznanne funkcje czasu θ_1 , θ_2 , x , i cztery nieznanne parametry k_1 , k_2 , k i α . Siła $F(t)$ zadana w punkcie A pokazana na (Rys. 4.26) jest znana i pochodzi z pomiarów eksperymentalnych opisanych poniżej.

4.2.2.2 Przedstawienie wyników pomiarów laboratoryjnych

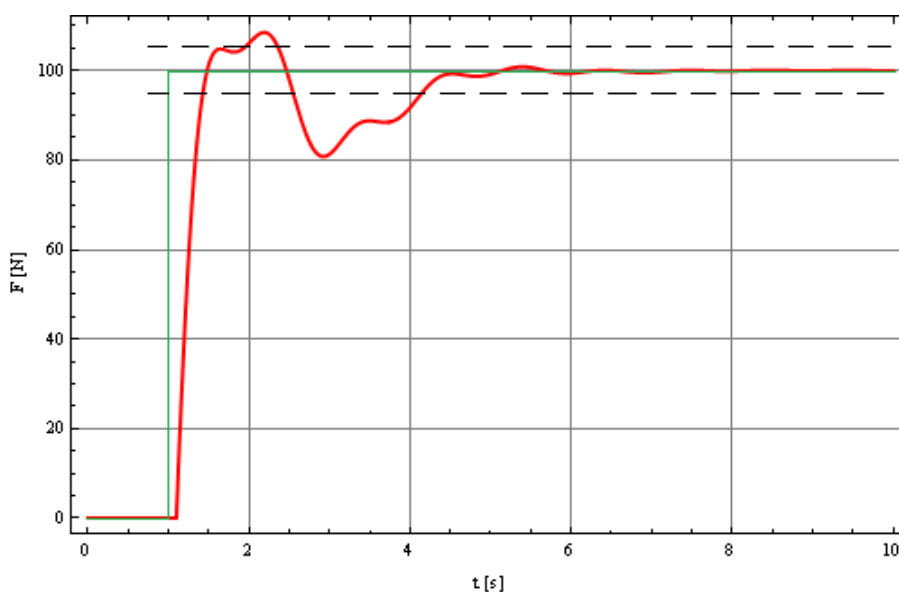
Pomiary doświadczalne wykonano na stanowisku przedstawionym na (Rys. 4.27), zaprojektowanym i wykonanym w Katedrze Dynamiki Układów Materialnych Politechniki Krakowskiej. Składa się ono z rękojeści, przetwornika siły, wzmacniacza, karty akwizycji danych, przełącznika, generatora sygnałów oraz komputera z zaimplantowanym programem LabView 7.1. Przeprowadzono badania testowe z jednym operatorem. Wykonano kilkanaście prób.

Aby wyznaczyć rzeczywistą siłę $F(t)$ zbudowano specjalne stanowisko pomiarowe. Stanowisko pomiarowe wykorzystane do badań zostało zbudowane w oparciu o typową rękojeść narzędzia ręcznego zamocowaną poprzez tensometryczny czujnik siły i przegub kulowy do ramy przykręconej do ściany.



Rys. 4.27 Zdjęcie stanowiska pomiarowego ze stojącym człowiekiem – operatorem i ręcznym – narzędziem - przetwornikiem siły oraz widokiem wirtualnego panelu sterującego w programie LabView 7.1

Człowiek-operator został poinstruowany o warunkach eksperymentu. Zadaniem operatora było reagować jak najszybciej na nagły sygnał siły referencyjnej, pokazującej się na monitorze (Rys. 4.27) i nadążać za jej przebiegiem. Zarejestrowano 5 prób dla każdego operatora. Referencyjną funkcję Heavisida i zapisany przebieg czasowy siły realizowanej przez operatora wykorzystano do budowy modelu człowieka –operatora. Przykładowy przebieg czasowy obu tych funkcji pokazano na (Rys. 4.28)



Rys. 4.28 Przykładowy przebieg czasowy funkcji referencyjnej i zrealizowanej $F(t)$

4.2.2.3 Matematyczny model realizowanej siły $F(t)$

Dla danych uzyskanych na drodze eksperymentalnej dotyczących dynamicznej odpowiedzi ciała człowieka - operatora, które zostały opisane w niniejszym rozdziale, zaprojektowano analityczny model.

Sposób aproksymacji siły $F(t)$ został zaczerpnięty z pracy [Basista, Książek, Tarnowski, 2008] w której można dokładnie zapoznać się z różnymi aspektami jej opisu.

Procedura aproksymacji składała się z trzech kroków:

- a) Założenia dotyczące analitycznej postaci modelu
- b) Założenia postaci funkcji poddanej minimalizacji jako różnicy pomiędzy funkcją z pomiarów a funkcją wyznaczoną z modelu
- c) Opracowanie programu umożliwiającego oszacowanie numeryczne szukanych parametrów struktury modelu

Rezultat pierwszego kroku pokazano wzorem (4.33)

$$F(t) = 100 \left(1 - e^{-a_0(t-T)} + \sum_{k=1}^{n,3} a_k e^{-a_{k+1}(t-T)} \sin(a_{k+2}(t-T)) \right) H(t-T) \quad (4.33)$$

gdzie:

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{dla } x < 0 \\ 1 & \text{dla } x \geq 0 \end{cases}$$

Wskaźnik k w równaniu (4.33) zmieniający się od 1 do n z krokiem 3, założono stopień aproksymacji $n=6$.

Dla wszystkich zarejestrowanych eksperymentalnie przebiegów czasowych siły $F(t)$ zapisano odpowiedź człowieka operatora, zaś parametry w funkcji (4.33) zostały dobrane poprzez minimalizację różnicy pomiędzy funkcjami otrzymanymi z doświadczenia F^* , a dyskretyzowaną funkcją F z modelu (4.34)

$$\min e \Rightarrow \frac{de}{da_k} = 0 \quad \text{gdzie } e = \sum_{i=1}^m (F_i^* - F(i\Delta t))^2 \quad (4.34)$$

Parametry matematycznego modelu zostały wyznaczone numerycznie.

$$F(t) = 100 \cdot H(t-1.1) \left(\begin{array}{l} 1 - e^{-1.175(t-1.1)} + 1.358e^{-1.196(t-1.1)} \sin(1.847(t-1.1)) + \\ + 0.15e^{-0.707(t-1.1)} \sin(6.173(t-1.1)) \end{array} \right) \quad (4.35)$$

Jako rezultaty użycia kroku b) i c), końcowa postać funkcji $F(t)$ została pokazana wzorem (4.35).

4.2.2.4 Dane użyte do numerycznego rozwiązania zagadnienia

Obliczenia dla modelu (Rys. 4.26) zostały przeprowadzone dla danych geometrycznych (Tab. 4.3) zaczerpniętych z [Gedliczka, 2001].

Tab. 4.3 Biomechaniczne parametry modelu ludzkiej ręki

	Wielkość	Wartość
1	l_1 [m]	0.377
2	l_2 [m]	0.384
3	O_1C_1 [m]	0.189
4	O_2C_2 [m]	0.192
5	I_{C_1} [kgm ²]	0.429
6	I_{C_2} [kgm ²]	0.334

Uzupełnione one zostały wartościami mas poszczególnych elementów modelu (Rys. 4.26) zebranymi w (Tab. 4.4) a zaczerpniętymi z pracy [Ziemiański, 2010].

Tab. 4.4 Wartości mas elementów składowych ręki człowieka

	Wielkość	Wartość
1	m [kg]	4.63
2	m_1 [kg]	9.17
3	m_2 [kg]	6.7

4.2.2.5 Nowy algorytm numerycznej estymacji nieznanymi parametrów modelu

W celu wyznaczenia nieznanymi parametrów (k , k_1 , k_2 , α) przeprowadzono numeryczną syntezę parametryczną układu (Rys. 4.26). Przeprowadzone obliczenia polegały na wielokrotnym, iteracyjnym rozwiązywaniu układu równań różniczkowych (4.30), (4.31), (4.32) dla funkcji siły $F(t)$ w punkcie A podanej zależnością (4.35).

Tab. 4.5 Wartości startowe parametrów opisujących ludzkie ramie dla procedury obliczeniowej

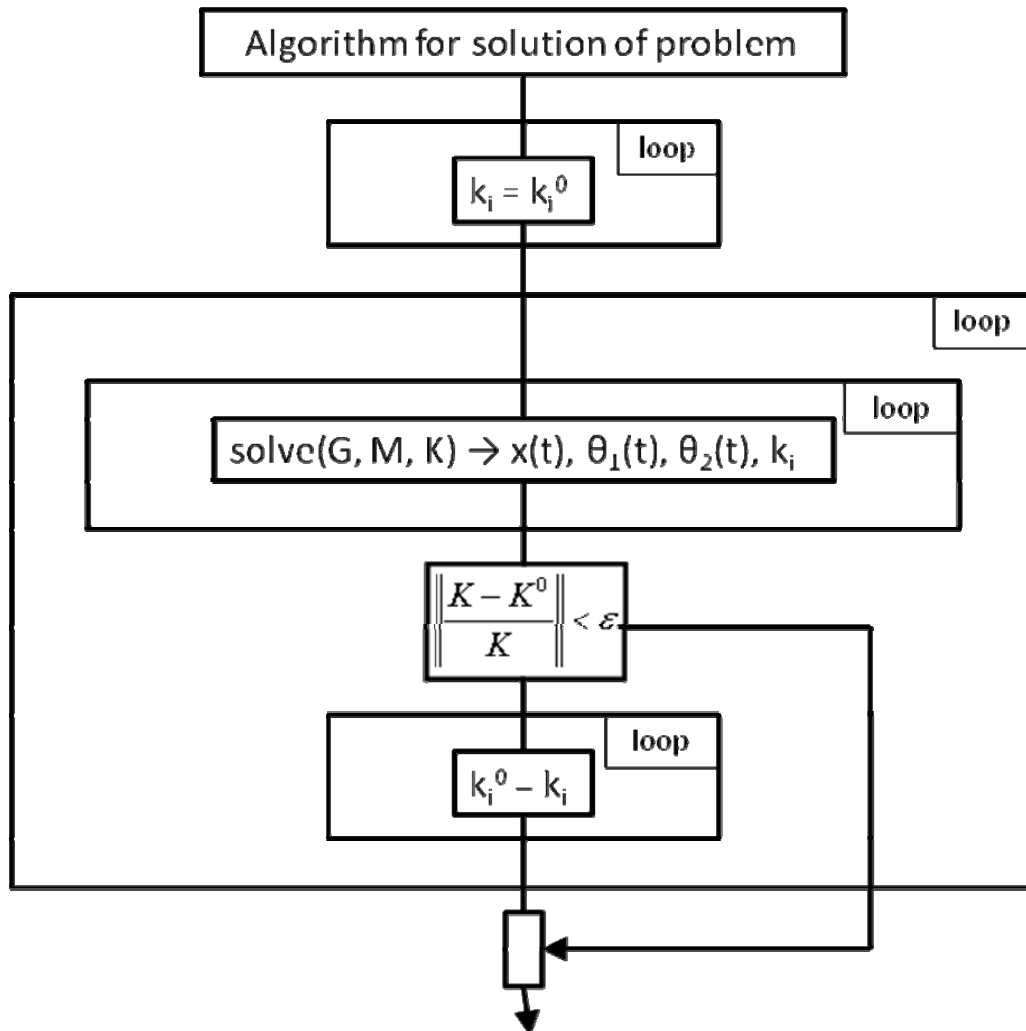
	Wielkość	Wartość
1	k^0 [N/m]	37.7
2	k_1^0 [N/m]	35
3	k_2^0 [N/m]	34.9
4	α^0 [Ns/m]	90.72

Jako elementów wejściowych do zadania użyto równań (4.30), (4.31), (4.32) oraz parametrów zawartych w (Tab. 4.4) i (Tab. 4.5). Jako czwartą zależność uzupełniającą równania (4.30), (4.31), (4.32) wprowadzono do symulacji pochodzące z pomiarów, funkcje opisujące położenia punktu A. Wprowadzenie do układu równań funkcji opisujących zmiany położenia w czasie punktu A umożliwiło uzyskanie dodatkowego czwartego równania, dając możliwość zwiększenia liczby niewiadomych.

W procesie numerycznej symulacji rozwiązywano więc układ czterech równań algebraiczno - różniczkowych, dzięki czemu możliwe stało się wyznaczenie dodatkowej wielkości tj. jednego z parametrów oznaczonych jako K (k , k_1 , k_2 , α).

Po każdorazowym wyznaczeniu jednego z parametrów był on używany iteracyjnie jako znana wielkość w ponownym procesie rozwiązywania układu, umożliwiając wyznaczenia następnego parametru. Jeden cykl obliczeniowy składał się z czterech kolejnych procesów rozwiązania układu równań algebraiczno – różniczkowych, którego wynikiem były przebiegi czasowe zmiennych i wartość jednego z parametrów.

Cykle obliczeniowe były następnie powtarzane, a uzyskane wartości parametrów układu porównywane. Gdy norma błędu dla uzyskanych parametrów była dostatecznie mała proces iteracyjny był zatrzymywany.



Rys. 4.29 Algorytm numerycznego rozwiązania problem syntezy modelu kończyny górnej człowieka pokazana za pomocą zunifikowanego języka modelowania

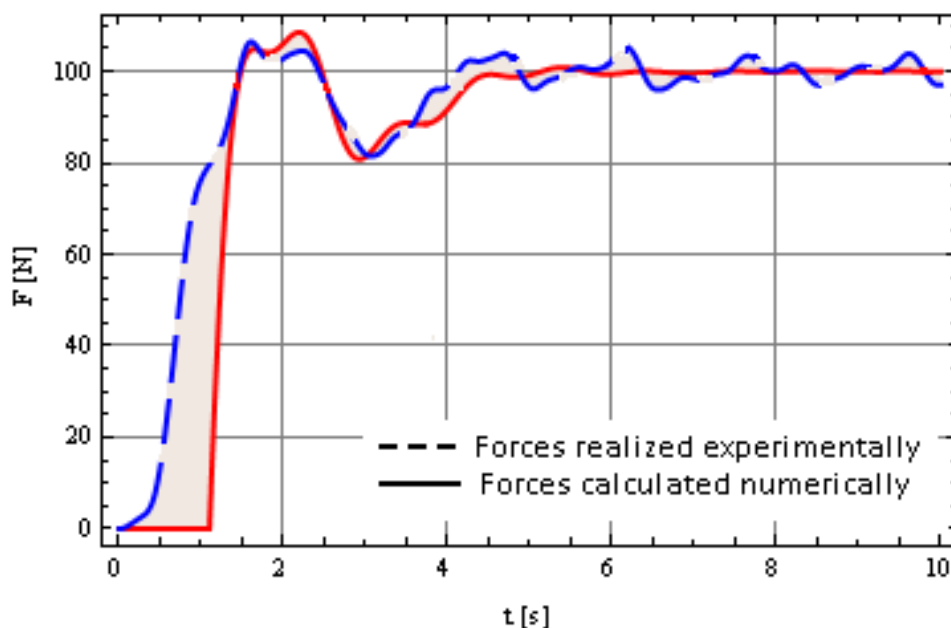
Powyższy algorytm postępowania można prześledzić schematycznie na rysunku (Rys. 4.29), a uzyskane ostatecznie wartości parametrów, zostały zgromadzone w tabeli (Tab. 4.6). Aby proces iteracyjnego poprawiania parametrów opisujących układ, mógł zostać uruchomiony konieczne było użycie wartości parametrów startowych. W tabeli (Tab. 4.5) zgromadzono użyte wartości parametrów startowych, które okazały się na tyle bliskie wynikowym, że proces ich iteracyjnego poprawiania był, dla opracowanego algorytmu, procesem zbieżnym.

Tab. 4.6 Uzyskane wyniki parametrów modelu

	Wielkość	Wartość
1	k [N/m]	138.24
2	k_1 [N/m]	69.5
3	k_2 [N/m]	38.1
4	α [Ns/m]	62.72

4.2.3 Weryfikacja modelu

Dla sprawdzenia dokładności uzyskanych wyników zdecydowano się przeprowadzić ich weryfikację. Uzyskane na drodze numerycznej wartości parametrów (Tab. 4.6) użyto w układzie równań różniczkowych danych wzorami (4.30), (4.31), (4.32), w którym siła $F(t)$ został przyjęta jako nieznaną funkcją. Przeprowadzono numeryczne rozwiązanie układu przy założeniu znanych wartości funkcji θ_1 , θ_2 i x względem funkcji $F(t)$. Uzyskany wynik porównano następnie z wartością funkcji $F(t)$ z pomiarów doświadczalnych. Porównanie uzyskanych funkcji siły w punkcie A modelu (Rys. 4.26) pokazano na rysunku (Rys. 4.30) gdzie kolorem czerwonym oznaczono funkcje $F(t)$ doświadczalną a kolorem niebieskim funkcję $F(t)$ uzyskaną z proponowanego modelu. Jak można zauważyć zgodność rozwiązania z wartościami doświadczalnymi jest bardzo duża co sugeruje poprawność sposobu modelowania i wartości uzyskanych parametrów (Tab. 4.6).



Rys. 4.30 Porównanie siły $F(t)$ uzyskanej eksperymentalnie i numerycznie

4.2.4 Omówienie wyników

W pracy przeprowadzono identyfikację dynamiczną obiektu, którym było ramię człowieka – operatora, pracującego narzędziem ręcznym. Oparto się na danych uzyskanych z rzeczywistych pomiarów wykonanych na specjalnie skonstruowanym stanowisku pomiarowym (Rys. 4.27). Zaproponowano model biomechaniczny ramienia człowieka (Rys. 4.26) a następnie w warunkach laboratoryjnych przeprowadzono pomiary i opracowano metodykę identyfikacji parametrów tego modelu. Dzięki przeprowadzonej syntezy parametrycznej założonego modelu i danym pomiarowym uzyskano na drodze analizy numerycznej wartości parametrów które przedstawiono tabelarycznie w tabeli (Tab. 4).

W celu syntezy układu (Rys. 4.26) została specjalnie opracowana metoda numeryczna a jej algorytm został przedstawiony na rysunku (Rys. 4.29). Dla opisanie sił realizowanych w stawach użyto relacji opisującej sterowanie mięśni układem nerwowym człowieka. Posłużono się sformułowaniem mieszanym wykorzystującym sformułowania oparte o zależności (4.23) i (4.24). Uzyskane wyniki porównano z wynikami uzyskanymi na drodze pomiarów doświadczalnych (Rys. 4.30).

Budowa struktury i synteza parametrów dla układów modelujących zachowanie się ciała ludzkiego jest niezwykle ważna i cenna z punktu widzenia

ergonomii i bezpieczeństwa pracy. Daje również możliwość głębszego poznania zachowania się ciała człowieka i praw nimi rządzących.

5 Wnioski

5.1 Wnioski dotyczące zalet i wad wykorzystania teorii LQR w zadaniach wibroizolacji ciała człowieka

Badania dotyczące wibroizolacji człowieka- operatora, w obecnym stanie wiedzy, są przedstawiane za pomocą prostych modeli biomechanicznych i prostych jednoparametrowych kryteriów. Takie podejście skutkuje wynikami uproszczonymi i dalekimi od oczekiwań. Wydaje się oczywiste, że bardziej skomplikowane kryteria i realistyczne modele biomechaniczne muszą zostać przyjęte, aby zapewnić komfort operatorowi. W pracy przedstawiono, aktywne modele biomechaniczne siedzącego człowieka - operatora i kryteria składające się z 9 komponentów (przyspieszenia, względnego przemieszczenia) były obecne w procedurze LQR optymalizacji rozważanego systemu. Przyspieszenie może być uważane za wskaźnik siły działającej na model. Względne przemieszczenie może być brane za wskaźnik napięcia mięśni w poszczególnych częściach ciała ludzkiego. W pracy przyspieszenia m_1 , m_2 , m_3 i relatywne przemieszczenia x_1-x_3 (y_1-y_3), x_2-x_3 (y_2-y_3), x_3-x_0 (y_3-y_0), były przyjęte za wartości mierzalne i zostały wzięte za budowę kryteriów optymalizacji wibroizolacji układu.

5.2 Wnioski dotyczące modelowania fazy lądowania człowieka po zeskoku - wybór optymalnego modelu i jego parametrów

W pracy przeprowadzono optymalizację układu modelującego zachowanie się człowieka podczas zeskoku. Wykorzystano teorię regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym. Następnie porównano tak otrzymaną siłę sterującą z siłą uzyskaną poprzez wykorzystanie założenia, iż ciało człowieka jest układem optymalnym, a jego zachowanie można przyjąć za wzorcowe.

W wyniku przeprowadzonej analizy okazało się, że istnieje duża zależność pomiędzy wynikami otrzymanymi z obydwu analizowanych przypadków, co nasuwa wniosek, iż ciało człowieka, traktowane jako idealny układ mechaniczny, jest również optymalne w swym zachowaniu w sensie teorii regulatora optymalnego ze sprzężeniem zwrotnym.

W drugim etapie pracy do analizy użyto autorskiego modelu płaskiego, którego budowa i dobór odpowiednich parametrów został przeprowadzony na drodze pomiarów eksperymentalnych. Wyniki otrzymanych eksperymentalnie pomiarów człowieka lądującego na twardej powierzchni zostały wykorzystane do syntezy modelu momentów obrotowych wytworzonych przez mięśnie w stawach ludzkiego ciała. W pracy podjęto temat syntezy optymalnego układu wibroizolacji dla etapu lądowania człowieka po zeskoku. Dwa, różne modele eksperymentalnego opisu zachowania ludzkiego ciała podczas lądowania zostały przyjęte na bazie uproszczonej struktury mięśni w stawach i oszacowaniu numerycznym odpowiednich parametrów. Prosty, liniowy model mięśni nie dał zadowalających wyników. Kilka bardziej skomplikowanych modeli nieliniowych z wyższymi pochodnymi kątów zostało rozważonych teoretycznie, jakkolwiek numeryczna walidacja otrzymanych wyników pokazywała większe różnice niż model opisany wzorem (3.40). W pracy numeryczne oszacowania zostały ograniczone do zeskoku z jednej wysokości $h=0.5[m]$, ale to podejście może być wykorzystane do opisu innych wyników pomiarów z eksperymentów.

Następny, bardzo ważny problem modelowania zachowania mięśni w stawach podczas lądowania jest ich zależność i współdziałanie. W pracy to zjawisko zostało modelowane za pomocą (3.40). Taki pomysł, poza fizycznym oparciem, pozwala na szybsze numeryczne obliczenia. Dwie powyższej uwagi mogą prowadzić do stwierdzenia, że wpływ na dynamiczne zachowania ludzkiego ciała podczas lądowania zależy od współdziałania mięśni w poszczególnych stawach kontrolowanego przez centralny system nerwowy.

Wyniki uzyskane w pierwszym etapie pozwalają, przypuszczać, że rozwiązywany problem jest zagadnieniem układu nadążnego, gdzie mamy do czynienia z trzema wskaźnikami jak opóźnienie, czas ustalenia i przeregulowanie.

Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że czas opóźnienia i czas ustalania ulegały znacznemu polepszeniu się wraz ze wzrostem ilości prób. Zachowanie to można wyjaśnić przez proces uczenia się i adaptacji człowieka-operatora. Typowy czas reakcji oscylował w zakresie 0,1 - 0,2 [s].

Należy stwierdzić, że przyjęta metodyka prowadzenia badań okazała się właściwa. Podejście takie jak zaprezentowano w pracy otwiera możliwość prowadzenia dalszych badań nad bardziej złożonymi strukturami rękojeści narzędzi. Podejście to pozwala na oszacowanie poziomów odniesienia dla sił

z uwzględnieniem, że praca z ręcznymi narzędziami towarzyszą dodatkowe procesy dynamiczne.

Analiza bardziej złożonych modeli pozwala na bardziej realistyczne i dokładne opisanie dynamicznych procesów towarzyszących pracy człowieka - operatora ręcznego narzędzia udarowego.

5.3 Wnioski dotyczące identyfikacji parametrów modelu płaskiego kończyny górnej

W pracy przeprowadzono problem identyfikacji dynamicznej obiektu, którym było ramię człowieka – operatora, pracującego narzędziem ręcznym. Oparto się na danych uzyskanych z rzeczywistych pomiarów wykonanych na specjalnie skonstruowanym stanowisku pomiarowym (Rys. 4.27). Zaproponowano model biomechaniczny ramienia człowieka (Rys. 4.26) a następnie w warunkach laboratoryjnych przeprowadzono pomiary i opracowano metodykę identyfikacji parametrów tego modelu. Dzięki przeprowadzonej syntezy parametrycznej założonego modelu i danym pomiarowym uzyskano na drodze numerycznej wartości parametrów które przedstawiono tabelarycznie (Tab. 4.6).

Opracowana metoda numeryczna została stworzona specjalnie w celu syntezy układu (Rys. 4.26) a jej algorytm został przedstawiony (Rys. 4.29) w pracy. Dla opisanie sił realizowanych w stawach użyto relacji opisującej sterowanie mięśni układem nerwowym człowieka. Posłużono się sformułowaniem mieszanym wykorzystującym zależności (4.23) i (4.24). Uzyskane wyniki porównano z wynikami uzyskanymi na drodze pomiarów doświadczalnych (Rys. 4.30).

Budowa i synteza parametrów dla układów modelujących zachowanie się ciała ludzkiego jest niezwykle ważna i cenna z punktu widzenia ergonomii i bezpieczeństwa pracy. Daje również możliwość głębszego poznania zachowania się ciała człowieka i praw nimi rządzących.

Spis ilustracji

Rys. 2.1 Schemat analizowanego, aktywnego modelu siedzącego człowieka (AHBM) oraz układu wibroizolacji (VIS).....	12
Rys. 2.2 Model „AHBM” odpowiadający człowiekowi siedzącemu w wersji bez oparcia („back-off”) i z oparciem („back-on”)	13
Rys. 2.3 Przebiegi czasowe względnego przemieszczenia x_1-x_3 (y_1-y_3) dla modelu sylwetki z oparciem	19
Rys. 2.4 Przebiegi czasowe względnego przemieszczenia x_1-x_3 dla modelu sylwetki bez oparcia	20
Rys. 2.5 Przebiegi czasowe przyspieszenia \ddot{x}_3 dla modelu sylwetki bez oparcia	20
Rys. 2.6 Przebiegi czasowe przyspieszenia \ddot{x}_3 dla modelu sylwetki z oparciem .	21
Rys. 2.7 Przebieg czasowy przyspieszenia \ddot{x}_1 dla modelu bez oparcia	21
Rys. 2.8 Przebieg czasowy przyspieszenia \ddot{x}_2 dla modelu z oparciem.....	22
Rys. 2.9 Portret fazowy $\dot{x}_1(t)$ w funkcji $x_1(t)$ dla modelu bez oparcia i bez sterowania LQR dla czasu $t=1 \dots 15[s]$	22
Rys. 2.10 Portret fazowy $\dot{x}_1(t)$ w funkcji $x_1(t)$ dla modelu bez oparcia ze sterowaniem LQR dla czasu $t=1 \dots 15[s]$	23
Rys. 2.11 Przyspieszenie masy m_1 dla modelu „back-off” bez sterowania i z uwzględnieniem procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.38).....	30
Rys. 2.12 Przyspieszenie masy m_1 dla modelu „back-off” bez sterowania i z uwzględnieniem procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.39).....	30
Rys. 2.13 Przyspieszenie masy m_2 dla modelu „back-off” bez sterowania i po uwzględnieniu procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.39)	31
Rys. 2.14 Przyspieszenie masy m_3 dla modelu „back-off” bez sterowania i po uwzględnieniu procedury LQR przy zmianie parametru μ dla sformułowania (2.38)	31
Rys. 2.15 Parametryczny wykres wielkości dx_i/dt , oraz x_i w funkcji czasu dla wszystkich trzech mas, dla sformułowania (2.38) przy $\mu=10^{-5}$	32
Rys. 2.16 Parametryczny wykres wielkości dx_i/dt , oraz x_i w funkcji czasu dla wszystkich trzech mas, dla sformułowania (2.38) przy $\mu=10^{-8}$	32
Rys. 2.17 Przykładowy fotel	36
Rys. 2.18 Dopuszczalne wartości przyspieszeń wg normy ISO 2631	37
Rys. 2.19 Model komputerowy do analizy drgań pionowych człowieka wraz z siedziskiem – masy elementów	38
Rys. 2.20 Wartości współczynników sprężyn spiralnych w stawach [Nm/rad].....	39

Rys. 2.21 Model komputerowy do analizy drgań pionowych człowieka – elementy tłumiące	40
Rys. 2.22 Przebieg czasowy przyspieszenia głowy człowieka	41
Rys. 2.23 Przebieg czasowy przyspieszenia siedziska	41
Rys. 2.24 Portret fazowy dla głowy człowieka	42
Rys. 3.1 Przebiegi czasowe przemieszczeń kątowych w stawach zarejestrowane podczas pomiarów eksperymentalnych.....	46
Rys. 3.2 Stosunek siły reakcji podłoża na człowieka skaczącego do jego ciężaru.....	48
Rys. 3.3 Schemat modelu układu człowieka skaczącego na podłoże	49
Rys. 3.4 Wykres modułu różnicy pomiędzy siłą reakcji podłoża na układ - zmierzoną a zamodelowaną.....	50
Rys. 3.5 Schemat modelu układu człowieka skaczącego na podłoże z siłą korygującą.....	51
Rys. 3.6 Schemat działania układu zamkniętego ze sprzężeniem zwrotnym.....	57
Rys. 3.7 Porównanie wartości sił reakcji podłoża podczas skoku człowieka odniesionej do jego ciężaru	58
Rys. 3.8 Porównanie przemieszczeń środka ciężkości	59
Rys. 3.9 Biomechaniczny model lądującego po zeskoku człowieka.....	61
Rys. 3.10 Procedura obliczeń numerycznych pokazana w formie schematu blokowego	65
Rys. 3.11 Przebieg czasowy zmierzonego i wyznaczonego momentu obrotowego w stawie O_1 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)	66
Rys. 3.12 Przebieg czasowy zmierzonego i wyznaczonego momentu obrotowego w stawie O_2 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)	67
Rys. 3.13 Przebieg czasowy zmierzonego oraz obliczonego momentu obrotowego w stawie O_3 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)	67
Rys. 3.14 Przebieg czasowy zmierzonego oraz obliczonego momentu obrotowego w stawie O_4 według formuły liniowej (3.39) i rekurencyjnej (3.40)	68
Rys. 3.15 Porównanie przebiegów czasowych składowej pionowej, wyznaczonej i zmierzonej eksperymentalnie reakcji dynamicznej pomiędzy platformą a stopami lądującego człowieka	69
Rys. 3.16 Porównanie przebiegów czasowych składowej poziomej, wyznaczonej i zmierzonej eksperymentalnie reakcji dynamicznej pomiędzy platformą a stopami lądującego człowieka	69
Rys. 4.1 Schemat blokowy rozpatrywanego układu $u(t)$ – siła referencyjna, $y(t)$ – siła zrealizowana, $e(t)$ – błąd operatora.....	72
Rys. 4.2 Zdjęcie stanowiska z człowiekiem – operatorem oraz ręcznym narzędziem i przetwornikiem siły.....	72
Rys. 4.3 Panel kontrolny stanowiska wykonany w programie LabView 7.1.....	73
Rys. 4.4 Tor pomiarowy siły realizowanej przez operatora	73
Rys. 4.5 Przykładowy przebieg czasowy funkcji referencyjnej i siły zrealizowanej przez operatora	74
Rys. 4.6 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla pierwszej grupy (a) „bez przesterowania”	75

Rys. 4.7 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla drugiej grupy (b) „z wyraźnym przesterowaniem”	76
Rys. 4.8 Przykładowy zarejestrowany sygnał dla trzeciej grupy (c) „ze słabym przesterowaniem”	76
Rys. 4.9 Schemat blokowy układu w postaci otwartej	77
Rys. 4.10 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły	83
Rys. 4.11 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego	83
Rys. 4.12 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.15) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)	84
Rys. 4.13 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.15) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)	84
Rys. 4.14 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły	85
Rys. 4.15 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego	85
Rys. 4.16 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.16) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)	86
Rys. 4.17 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.16) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)	86
Rys. 4.18 Porównanie przebiegów czasowych zmierzonych i aproksymowanych wartości siły	87
Rys. 4.19 Rozmieszczenie biegunów • i zer • dla układu modelowanego	87
Rys. 4.20 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.17) na wymuszenie funkcją harmoniczną (4.13)	88
Rys. 4.21 Przewidywane zachowanie się odpowiedzi układu (4.17) na wymuszenie funkcją typu delta Diraca (4.14)	88
Rys. 4.22 Schemat układu człowiek – operator narzędzia ręcznego z układem wibroizolacji	89
Rys. 4.23 Schemat układu człowiek – operator narzędzia ręcznego z układem wibroizolacji w postaci otwartej	89
Rys. 4.24 Układ operator – narzędzie ręczne z układem wibroizolacji	91
Rys. 4.25 Schemat kończyny górnej człowieka	93
Rys. 4.26 Biomechaniczny model kończyny górnej	95
Rys. 4.27 Zdjęcie stanowiska pomiarowego ze stojącym człowiekiem – operatorem i ręcznym – narzędziem - przetwornikiem siły oraz widokiem wirtualnego panelu sterującego w programie LabView 7.1	98
Rys. 4.28 Przykładowy przebieg czasowy funkcji referencyjnej i zrealizowanej $F(t)$	98
Rys. 4.29 Algorytm numerycznego rozwiązania problem syntezy modelu kończyny górnej człowieka pokazana za pomocą zunifikowanego języka modelowania ...	102
Rys. 4.30 Porównanie siły $F(t)$ uzyskanej eksperymentalnie i numerycznie	104

Spis tabel

Tab. 2.1. Parametry modelu AHBM dla dwóch wersji siedzącego człowieka	17
Tab. 2.2 Dane techniczne fotela	36
Tab. 2.3 Wibracje siedziska - przykład	38
Tab. 2.4 Parametry tłumienia modelu	40
Tab. 3.1 Siła reakcji podłoża na człowieka skaczącego	47
Tab. 3.2 Parametry układu modelu jednomasowego	48
Tab. 3.3 Parametry układu modelu jedno-masowego	59
Tab. 3.4 Długość segmentów ciała człowieka w [m], [Dempster, 1955]	62
Tab. 3.5 Masy i momenty bezwładności segmentów ciała człowieka. [Dempster, 1955]	62
Tab. 3.6 Parametry modelu (3.39) i (3.40)	66
Tab. 4.1 Parametry czternastu uczestników eksperymentu	74
Tab. 4.2 Parametry transmitancji dla przykładowych pomiarów według oznaczeń formuły (4.9)	81
Tab. 4.3 Biomechaniczne parametry modelu ludzkiej ręki	100
Tab. 4.4 Wartości mas elementów składowych ręki człowieka	100
Tab. 4.5 Wartości startowe parametrów opisujących ludzkie ramie dla procedury obliczeniowej	101
Tab. 4.6 Uzyskane wyniki parametrów modelu	103

Bibliografia

- Anderson, F. C. i Pandy, M. G. (2000). Dynamic simulation of human motion in three dimensions. *Sixth Int. Symposium on the 3D Analysis of Human Movement*, (strony 1 - 4). Cape Town.
- Anderson, F. C. i Pandy, M. G. (2001). Dynamic optimization of human walking. *Journal of Biomechanical engineering*, 123, strony 381 - 390.
- Anderson, F. C. i Pandy, M. G. (2001). Static and dynamic optimization solutions for gait are practically equivalent. *Journal of Biomechanics*, 34, strony 153 - 161.
- Bellman, M. A. (2001). Comfort inside cars: effects of seat and steering-wheel vibrations. *Dept. Of Physics*.
- Bobbert, M. F. i Soest, A. J. (1994). Effects of muscle strengthening on vertical jump height a simulation study. *Medical and Science in Sports and Medicine*, 26, strony 1012 - 1020.
- Cappozzo, A., Leo, T. i Pedotti, A. (1975). A general computing method for the analysis of human locomotion. *Journal of Biomechanics*, 8, strony 307 - 320.
- Cheng, K. B. i Hubbard, M. (2005). Optimal compliant - surface jumping: a multi - segment model of springboard standing jumps. *Journal of Biomechanics*, 38, strony 1822 - 1829.
- Cullmann, A. (2002). Ein aktiver Schwingungsdummy des sitzenden Menschen. *Fortschr.-Ber. VDI-Reihe*, 12(492).
- Dempster, W. T. (1955). *Space requirements of the seated operator*. Wright Air Development Center.
- Dhaer, Y. Y., Tsoumanis, A. D. i Rymer, W. Z. (2003). Reflex muscle contractions can be elicited by valgus positional perturbations of the human knee. *Journal of Biomechanics*, 36(2), strony 199 - 209.

- Erdmann, W. S. (1998). Zakres badań lokomocji człowieka. *Lokomocja'98*, (strony 12 - 19). Gdańsk.
- Esmailzadeh, E. i Jalili, N. (2003). Vehicle-passenger-structure interaction of uniform bridges traversed by moving vehicles. *Journal of Sound and Vibration*(260), strony 611 - 635.
- Farley, C. T. i Ferris, D. P. (1998). Biomechanics of walking and running: from center of mass movements to muscle actions. *Exercise and Sport Science Reviews*, 26, strony 253 - 283.
- Farley, C. T. i Morgenroth, D. C. (1999). Leg stiffness primarity depends on ankle stiffness during human hopping. *Journal of Biomechanics*, 32(2), strony 267 - 274.
- Farley, C. T., Houdijk, K. P., Strien, C. i Louie, M. (1998). Mechanism of leg stiffness adjustment for hopping on surfaces of different stiffnesses. *Journal of Applied Physiology*, 85, strony 1044 - 1055.
- Feeris, D. P. i Farley, C. T. (1997). Interaction of leg stiffness and surface stiffness during human hopping. *Journal of Applid Physiology*, 82, strony 15 - 22.
- Fritz, M. i Peikenkamp, K. (2001). Simulating the impact during human jumping by means of a 4-degrees-of-freedom model with time-dependent properties. *Journal of Motor Behavior*, 33(3), strony 286 - 294.
- Frolov, A. A., Dufosse, M., Rizek, S. i Kaladjian, A. (2000). On the possibility of linear modeling the human arm neuromuscular apparatus. *Biol. Cybern.*(82), strony 499 - 515.
- Gerritsen, K. G., Bogert, A. J., Hulliger, M. i Zernicke, R. F. (1998). Intrinsic muscle properties facilitate locomotor control - a computer simulation study. *Motor Control*, 2, strony 206 - 220.
- Griffin, M. J. (1990). *Handbook of Human Vibration*. London: Academic Press.
- Gruber, K., Ruder, H., Denoth, J. i Schneider, K. (1998). A comparative study of impact dynamics: wobbling mass model versus rigid body models. *Journal of Biomechanics*, 31, strony 439 - 444.

- Guston, T. P. (2002). Two methods of simulating a suspension seat cushion. 37 *United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration* (strony 322 - 335). Loughborough University.
- Hatze, H. (1999). Biomechanical optimization of athletic performance: state-of-the-art and future perspectives. *Wychowanie Fizyczne i Sport*, 43, strony 23 - 29.
- Holt, K. G., Wagenaar, R. C., LaFiandra, M. E., Kubo, M. i Obusek, J. P. (2003). Increased musculoskeletal stiffness during load carriage at increasing walking speeds maintains constant vertical excursion of the body center of mass. *Journal of Biomechanic*, 36(4), strony 465 - 471.
- Jamej, M., Mahfouf, M. i Linkens, D. A. (2000). Fuzzy - Based Controller of a Non - Linear Quarter Car Suspension System. Manchester: The 7 Iranian Students Seminar in Europe.
- Janik, A. i Książek, M. A. (2002). Wpływ predykcji na układy optymalne wibroizolacji prostych modeli biomechanicznych siedzącego człowieka. (strony 265 - 272). Rzeszów - Arłamów: XI Międzynarodowe Sympozjum Dynamiki Konstrukcji.
- Jaworek, K. i Derlatka, M. (2004). Ocena chodu człowieka za pomocą sztucznych sieci neuronowych. W M. Nałęcz (Red.), *Biocybernetyka i inżynieria biomedyczna* (Tom 5, strony 371 - 388). Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT.
- Knapczyk, J. i Lebediew, P. A. (1990). *Teoria mechanizmów przestrzennych i manipulatorów*. Warszawa: WNT.
- Koradecka, D. (2000). *Nauka o pracy - bezpieczeństwo, higiena, ergonomia*. Warszawa: Centralny Instytut Ochrony Pracy.
- Kowal, J. (1996). *Sterowanie drganiami*. Kraków: Gutenberg.
- Kozłowski, S. i Nazar, K. (1995). *Wprowadzenie do fizjologii klinicznej*. Warszawa: PZWL.

- Książek, M. A. (1999). *Modelowanie i optymalizacja układu człowiek - wibroizolator - maszyna*. Kraków: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej.
- Książek, M. A. i Janik, A. (2003). Influence of a sitting human body considered as an active biomechanical system. *Kwartalnik AGH*, 22(3), strony 291 - 298.
- Książek, M. A. i Janik, A. (2004). Simulation Analysis of Synthesized Optimal Isolation System of on Active Human Body Model. *NATO - OTAN Conference in Prague*, (strony 1 - 18). Prague.
- Książek, M. A. i Janik, A. (2004). Wpływ kryterium optymalizacji na układ wibroizolacji ciała siedzącego człowieka. *Czasopismo Techniczne*, 5(M/2004), strony 157 - 165.
- Książek, M. A. i Janik, A. (2005). Dynamics of Active Biomechanical Models of Seated Human Body and Their Vibration Isolation Systems. *Mechanics*, 24(2).
- Książek, M. A. i Tarnowski, J. (2001). Influence of hand pushing on handle on displacements and accelerations of operator hand measured by non-contact method. *36 UK Groupconference on Human Response to Vibration*, (strony 333 - 344). Farnborough.
- Książek, M. A. i Tarnowski, J. (2002). Experiments on density energy estimation in a hand-arm-hammer drill system. *Acta of Bioengineering and Biomechanics*, 4(1), strony 831 - 832.
- Książek, M. A. i Tarnowski, J. (2002). High speed camera experiments on the energy flow in hand - hammer drill system. *Structures - Waves - Biomedical Engineering*, 11, strony 63 - 72.
- Książek, M. A. i Tarnowski, J. (2002). Measurement and modelling of a hand-handle system. *37 UK Group Conference on Human Response to Vibration*, (strony 370 - 381). Loughborough.
- Książek, M. A. i Ziemiański, D. (2008). Application of LQR Theory to Optimization of Vibration Isolation of Sitting Human Body. *Mechanics*, 27(1), strony 8 - 17.

- Książek, M. A. i Ziemiański, D. (2008). Ciało człowieka skaczącego jako przykład układu mechanicznego ze stabilizującym sprzężeniem zwrotnym. *Czasopismo Techniczne*, 1, strony 161 - 170.
- Książek, M. A. i Ziemiański, D. (2008). Nowy algorytm doboru wag kwadratowego wskaźnika jakości przy syntezy optymalnego układu wibroizolacji ciała siedzącego człowieka. *Czasopismo Techniczne*, 1, strony 171 - 181.
- Książek, M. A. i Ziemiański, D. (2009). Optimal active seat suspension for a hybrid model of a sitting human body. *4th International Conference on Whole Body Vibration Injuries*. Montreal.
- Książek, M. A. i Ziemiański, D. (2010). Model fizyczny łańcucha kinematycznego kończyny górnej. *XII Sympozjum „Wpływ wibracji na otoczenie”*. Kraków – Janowice.
- Książek, M. A., Janik, A. i Basista, Z. (2004). Synthesis of optimal vibration isolation system of active human body models. Prague: The 33 International Congress and Exposition on Noise Control Engineering.
- Książek, M. A., Ziemiański, D. i Nosiadek, L. (2009). Synthesis of a Sequential Model of Muscles of a Man During Drop Landing on a Hard Platform. *Solid State Phenomena*, strony 612 - 620.
- Książek, M. A., Ziemiański, D., Basista, Z. i Tarnowski, J. (2008). Models of human – operator as a push force regulator in hand tool system. *The 2nd American Conference on Human vibration*. Chicago.
- Książek, M. A., Ziemiański, D., Basista, Z. i Tarnowski, J. (2009). Modelling of dynamical responses of a human-operator in a man-hand tool system. *Metody Aktywnej Redukcji Drgań i Hałasu*. Kraków - Zakopane: AGH.
- Lees, A., Graham-Smith, P. i Fowler, N. (1994). A biomechanical analysis of the last stride, touchdown and takeoff characteristics of the men's long jump. *Journal of Applied Biomechanics*, 10, strony 61 - 78.

- Lewis, C. H. i Griffin, M. J. (2002). Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), strony 295 - 311.
- Liu, W. i Nigg, B. M. (2000). A mechanical model to determine the influence of masses and mass distribution on the impact force during running. *Journal of Biomechanics*, 33, strony 219 - 224.
- Lloyd, D. G. i Besier, T. F. (2003). An EMG-driven musculoskeletal model to estimate muscle forces and knee joint moments in vivo. *Journal of Biomechanics*, 36(6), strony 765 - 776.
- Minetti, A. E. i Belli, G. (1994). A model for the estimation of visceral mass displacement in periodic movements. *Journal of Biomechanics*, 27, strony 97 - 101.
- Morecki, A., Knapczyk, J. i Kędzior, K. (2002). *Teoria mechanizmów i manipulatorów*. Warszawa: WNT.
- Nagano, A. i Gerritsen, K. G. (2001). Effects of neuro-muscular strength training on vertical jumping performance - a computer simulation study. *Journal of Applied Biomechanics*, 17, strony 27 - 42.
- Nagano, A., Himeno, R. i Fukashiro, S. (1998). Comparison of new approaches to estimate mechanical output of individual joints in vertical jumps. *Journal of Biomechanics*, 31, strony 951 - 955.
- Nagano, A., Himeno, R. i Fukashiro, S. (2003). An introduction to three-dimensional rigid body dynamics: (1) direction cosine matrices. *Japanese Journal of Biomechanics in Sport and Exercise*, 7(4), strony 341 - 350.
- Nagano, A., Himeno, R. i Fukashiro, S. (2004). An introduction to three-dimensional rigid body dynamics: (3) Kane's method. *Japanese Journal of Biomechanics in Sport and Exercise*, 8(2), strony 132 - 142.
- Nagano, A., Himeno, R. i Fukashiro, S. (2004). An introduction to three-dimensional rigid body dynamics: (2) kinematics. *Japanese Journal of Biomechanics in Sport and Exercise*, 8(1), strony 78 - 89.

- Nagano, A., Himeno, R. i Fukashiro, S. (2004). An introduction to three-dimensional rigid body dynamics: (4) Simulation using an assisting software package. *Japanese Journal of Biomechanics in Sport and Exercise*, 8(3), strony 209 - 223.
- Nagano, A., Umberger, B. R., Marzke, M. W. i Gerritsen K., K. G. (2005). Neuromusculoskeletal computer modeling and simulation of upright, straight-legged, bipedal locomotion of *Australopithecus afarensis*. *American Journal of Physical Anthropology*, 126, strony 2 - 13.
- Nagano, A., Yoshioka, S., Komura, T., Himeno, R. i Fukashiro, S. (2005). A three-dimensional linked segment model of the whole human body. *International Journal of Sport and Health Science*, 3, strony 311 - 325.
- Neil, J. M. (2001). Localised vibration at the automotive seat - personal interface. *The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, (strony 1024 - 1025). Hague.
- Neptune, R. R. i Hull, M. L. (1998). Evaluation of performance criteria for simulation of submaximal steady-state cycling using a forward dynamic model. *Journal of Biomechanical Engineering*, 120, strony 334 - 341.
- Nick, M. (2001). Heavy vehicle seat vibration and driver fatigue. *Department of Transport and Regional services Australian Transport Safety Bureau*. ARRB Transport Research Ltd.
- Nigg, B. M. i Herzog, W. (1994). *Biomechanics of the Musculo-Skeletal System*. New York: John Wiley & Sons.
- Nigg, B. M. i Liu, W. (1999). The effect of muscle stiffness and damping on simulated impact forces during running. *Journal of Biomechanics*, 32, strony 849 - 856.
- Nizioł, J. (2005). Dynamika układów mechanicznych. W *Mechanika techniczna* (Tom 2). Warszawa: IPPT PAN.
- Nolan, L. i Kerrigan, D. C. (2003). Keep on your toes: gait initiation from toe-standing. *Journal of Biomechanics*, 36(3), strony 393 - 401.

- Nosiadek, L. i Korohoda, P. (2005). Optymalizacja parametrów modelu działania mięśni kończyn dolnych w końcowej fazie zeskoku. *VII Sympozjum Modelowania i Pomocy w Medycynie*, (strony 75 - 82). Krynica.
- Paddan, G. S. i Griffin, M. J. (2002). Evaluation of whole - body vibration in vehicles. *Journal of sound and Vibration*, 253(1), strony 195 - 213.
- Pain, M. T. i Challis, J. H. (2001). The role of the heel pad and shank soft tissue during impacts: a further resolution of a paradox. *Journal of Biomechanics*, 34, strony 327 - 333.
- Pain, M. T. i Challis, J. H. (2006). The influence of soft tissue movement on ground reaction forces, joint torques and joint reaction forces in drop landings. *Journal of Biomechanics*, 39, strony 119 - 124.
- Pandy, M. G., Garner, B. A. i Anderson, F. C. (1995). Optimal control non-ballistic muscular movements: A constraint-based performance criterion for rising from a chair. *Journal of Biomechanical Engineering*, 117, strony 15 - 26.
- Peikenkamp, K., Fritz, M. i Nicol, K. (2002). Simulation of the vertical ground reaction force on sport surfaces during landing. *Journal of Applied Biomechanics*, 18, strony 122 - 134.
- Putz-Anderson, V. (1988). *Cumulativeulative trauma disorders*. London and New York: Taylor & Francis.
- Rakheja, S., Stiharu, I. i Boileau, P. E. (2002). Seated occupand apparent mass characteristics under automotive postures and vertical vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), strony 57 - 75.
- Rosen, J. i Arcan, M. (2003). Modeling the Human Body/Seat System in a Vibration Environment. *Journal of Biomechanical Engineering*, 125, strony 223 - 231.
- Sellers, W. L., Dennis, L. A., Wang, W. J. i Crompton, R. H. (2004). A neural network representation of electromyography and join dynamics on human gait. *Journal of Anatomy*, 26(2), strony 101 - 109.

- Seyfarth, A., Blickhan, R. i Leeuwen, J. L. (2000). Optimum take-off techniques and muscle design for long jump. *Journal of Experimental Biology*, 203, strony 741 - 750.
- Seyfarth, A., Fredrichs, A., Wank, V. i Blickhan, R. (1999). Dynamics of the long jump. *Journal of Biomechanics*, 32, strony 1259 - 1267.
- Seyfarth, A., Wit, A., Dudziński, K. i Kwaśniewski, R. (2004). Funkcje kompensacyjne w chodzie patologicznym. W M. Nałęcz, *Biomechanika i Inżynieria Rehabilitacyjna* (Tom 5, strony 329 - 349). Warszawa: EXIT.
- Spagele, T., Kistner, A. i Gollhofer, A. (1999). A multi-phase optimal control technique for the simulation of a human vertical jump. *Journal of Biomechanics*, 32, strony 87 - 91.
- Spagele, T., Kistner, A. i Gollhofer, A. (1999). Modelling, simulation and optimisation of human vertical jump. *Journal of Biomechanics*, 32, strony 521 - 530.
- Stein, G. J. (1997). A driver's Seat With Active Suspension of Electro - pneumatic Type. *Journal of Vibration & Acoustics*, 119, strony 230 - 235.
- Tozeren, A. (2000). *Human body dynamics*. New York: Springer-Verlag.
- Urbanik, C. (2001). *Wybrane zagadnienia biomechaniki sportu*. Warszawa: BK.
- Wey, L. i Griffin, M. J. (2000). Effect of subject weight on predictions of seat cushion transmissibility. *The 35 United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration*, (strony 17 - 28). Southampton.
- Winter, D. A. (1990). *Biomechanics and motor control of human movement*. Ontario: A Wiley-Interscience Publication.
- Wojtura, M. (1998). Model symulacyjny chodu dwunożnego. *Lokomocja* 98, (strony 226 - 229). Gdańsk.
- Wright, I. C., Neptune, R. R., Bogert, A. J. i Nigg, B. M. (1998). Passive regulation of impact forces in heel-toe running. *Clinical Biomechanics*, 13, strony 521 - 531.

- Yamaguchi, G. T. (2001). *Dynamic Modeling of Musculoskeletal Motion: A Vectorized Approach for Biomechanical Analysis in Three Dimensions*. Norwell: Kluwer Academic Publishers.
- Yamakama, S. (1999). Vibration Data analysis of Automobiles. W H. Akaika i G. Kitagawa (Redaktorzy), *Statistics for Engineering and Physical Science*. New York: Springer - Verlag.
- Yeadon, F. R. (1998). Computer simulation in sports biomechanics. *XVI International Symposium on Biomechanics in Sports*. 1, strony 309 - 318. Konstanz: UVK.
- Yeadon, M. R. i Challis, J. H. (1994). The future of performance-related sport biomechanicsresearch. *Journal of Sports Sciences*, 20, strony 3 - 32.
- Yu, B. i Hay, J. G. (1996). Optimum phase ratio in the triple jump. *Journal of Biomechanics*, 29, strony 1283 - 1289.
- Zajac, F. E. (1993). Muscle coordination of movement La perspective. *Journal of Biomechanics*, 26(1), strony 109 - 124.
- Ziemiański, D. (2010). Advances in Systems Science. W I. 978-83-60434-77-2, *Synthesis of Vibration Isolation of Human-Operator, Using the Optimal Regulator* (strony 91 - 100). Warszawa: EXIT.
- Ziemiański, D. (2010). Uniwersalny płaski model ciała człowieka poddanego wibracjom ogólnym. *XII Sympozjum „Wpływ wibracji na otoczenie”*. Kraków – Janowice.
- Ziemiański, D. i Nowak, M. (2010). Analiza pewnych cech dynamicznych modeli kości ramienia. *XII Sympozjum „Wpływ wibracji na otoczenie”*. Kraków – Janowice.