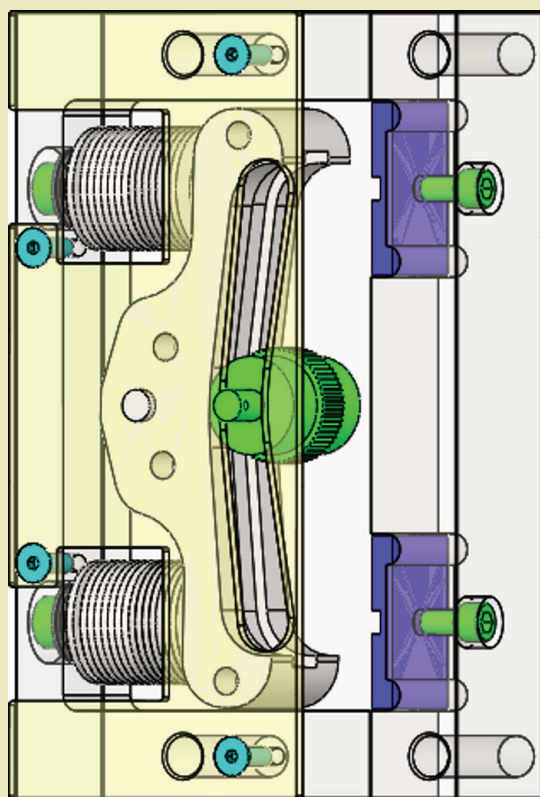


Paweł Lonkwic

Wybrane zagadnienia procesu eksploatacji chwytaczy poślizgowych



Wybrane zagadnienia procesu eksploatacji chwytaczy poślizgowych

Monografie – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Paweł Lonkwic

Wybrane zagadnienia procesu eksploatacji chwytaczy poślizgowych



Politechnika Lubelska
Lublin 2017

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Janusz Szpytko, Akademia Górniczo-Hutnicza

dr hab. inż. Henryk Holka, prof. Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego

Redakcja i skład: Paweł Lonkwic

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2017

ISBN: 978-83-7947-284-0

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: TOP Agencja Reklamowa Agnieszka Łuczak

www.agencjatop.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 50 egz.

Spis treści

1. Wstęp.....	13
2. Stan wiedzy i techniki	15
3. Układ hamulcowy dźwigu – projekt chwytacza poślizgowego	21
3.1.Ogranicznik prędkości.....	24
3.2.Chwytacze KB160, PP16, ASG100, PR2000UD, CHP2000.....	27
3.3.Obciążka	32
4. Program badań chwytaczy.....	33
4.1.Specyfika badań	33
4.2.Obiekt badań	33
4.3.Stanowisko badawcze.....	39
4.4.Plan badań, metodyka badań.....	40
5. Proces hamownia chwytaczy.....	44
5.1.Cykl pracy dźwigu.....	44
5.2.Matematyczny model hamowania chwytaczy.....	45
6. Badania chwytaczy w różnych warunkach eksploatacyjnych	55
6.1.Konstrukcja chwytacza – skok rolki hamującej	57
6.2.Analiza wyników eksperymentalnych hamowania	57
6.2.1.Hamowanie w warunkach suchych.....	73
6.2.2.Hamowanie w warunkach smarowanych olejem	79
6.2.3.Hamowanie w warunkach smarowanych smarem.....	85
6.2.4.Hamowanie w warunkach smarowanych mieszaniną oleju	90
6.2.5.Hamowanie w warunkach smarowanych mieszaniną smaru	95
6.3.Opóźnienia hamowania w odniesieniu do przemieszczenia poprzedniego kabiny	99
7. Wskaźniki procesu hamownia chwytaczy	106
7.1.Wskaźniki niepowtarzalności hamowania	107
8. Wnioski z przeprowadzonych badań.....	114
Bibliografia.....	117

Streszczenie

Przedmiotem pracy są chwytnice poślizgowe będące elementem bezpieczeństwa dźwigowych urządzeń transportowych potocznie nazywanymi windami. Szczególną uwagę autor zwrócił na wpływ zmiennych warunków eksploatacyjnych występujących w sposób przypadkowy, polegający na pojawianiu się zanieczyszczeń na prowadnicach w postaci mgieł olejowych lub smarów stałych oraz ich mieszanin z kurzem, mających negatywny wpływ na proces awaryjnego hamowania polegający na dłuższej długości hamowania niż deklarują to producenci chwytnicy poddanych badaniom.

Wspomniane powyżej zmienne warunki pracy, negatywnie wpływają na hamowanie chwytnicy poślizgowych z uwagi na ich charakter działania czego nie można zauważyć przy chwytnicach typu natychmiastowego. Chwytnice poślizgowe jak definiuje nazwa są chwytnicami działającymi na zasadzie tarcia pomiędzy elementami wykonawczymi jakimi są rolka lub klin oraz płytki oporowe z powierzchnią roboczą prowadnicy, stąd szczególne zainteresowanie poruszoną tematyką oraz wybór chwytnicy poślizgowych do analizy zagadnienia.

Główną motywacją podjęcia realizacji eksperymentu przez autora było opracowanie odmiennej konstrukcji chwytnicy poślizgowej znamiennej tym, że zaproponowana konstrukcja pozwoli na uzyskanie krótszej długości hamowania wraz z mniejszymi co do wartości opóźnieniami we wszystkich opisanych powyżej warunkach eksploatacyjnych podczas procesu awaryjnego hamowania.

Z uwagi na złożoność zagadnienia zakres niniejszej pracy ograniczono do procesu eksploatacji chwytnicy obejmującego użytkowanie w warunkach awaryjnych przy zmiennych warunkach eksploatacyjnych z wykorzystaniem metody spadku swobodnego, dla której sformułowano tezę: *chwytnice progresywne podczas pracy generują różną charakterystykę hamowania (opóźnienia oraz długość) w zależności od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia.*

Głównym celem było opracowanie konstrukcji chwytnicy poślizgowej typu CHP2000, zaprojektowanie i wykonanie stanowiska badawczego wraz z aparaturą pomiarową, opracowanie modelu numerycznego procesu hamowania zorientowanego na wyznaczenie głównych charakterystyk działania, metodyki badań oraz wniosków. Przedmiotem badań były modele fizyczne chwytnicy poślizgowych europejskich producentów typu KB160, PR2000, ASG100, PP16 oraz autorski projekt chwytnicy CHP2000 o zakresie nośności od 400–1200 kg.

Z uwagi na właściwości chwytnicy poślizgowych oraz brak możliwości badań na rzeczywistych obiektach w zmiennych warunkach eksploatacyjnych, opracowana metoda oraz narzędzia były testowane na zbudowanym stanowisku badawczym odzwierciedlającym realną pracę urządzenia dźwigowego wykorzy-

stując metodą spadku swobodnego. Porównanie wyników badań przeprowadzonych na istniejących modelach chwytaczy poślizgowych oraz na zaproponowanym rozwiązaniu chwytacza potwierdziło słuszność jego zaprojektowania, a następnie wykonania. Z uwagi na wielowymiarowość i złożoność zagadnienia dla potrzeb niniejszej pracy opracowano system akwizycji danych.

Uzyskanie z badań eksploatacyjnych wyniki z wykorzystaniem opracowanej metody i narzędzi oraz przeprowadzone analizy wskazują na możliwość zapewnienia urządzeniu dźwigowemu skrócenie drogi hamowania oraz zmniejszenie wartości opóźnienia w procesie eksploatacji. Tym samym potwierdzono słuszność sformułowanej tezy pracy. W pracy sformułowano ponadto kierunki dalszych prac naukowo-badawczych ukierunkowanych na kształtowanie bezpieczeństwa i niezawodność chwytaczy poślizgowych z uwzględnieniem oczekiwań jakościowych ich użytkowników.

Założony cel pracy został osiągnięty poprzez weryfikację eksperymentalną zaprojektowanego chwytacza uzyskując w czasie eksperymentu najkrótszą długość hamowania oraz najniższe wartości opóźnień. Reasumując powyższe, przedstawiona konstrukcja chwytacza oraz analiza otrzymanych wyników istotnie wpływa na bezpieczeństwo pracy dźwigów zwłaszcza w zmiennych warunkach eksploatacyjnych podczas hamowania awaryjnego.

Niniejsza monografia może być inspiracją dla konstruktorów lub projektantów zajmujących się urządzeniami technologicznymi jakimi są windy oraz osób zajmujących się ich eksploatacją oraz konserwacją. Wyniki przeprowadzonej analizy dotyczącej działania chwytaczy mogą być również wykorzystane do lepszego zrozumienia procesu hamowania w warunkach awaryjnych oraz wpływu elementów konstrukcyjnych chwytacza na ten proces.

Summary

The sliding safety gears are the subject of this research paper. They constitute a safety element in the lifting transport devices commonly called the lifts. Special attention is paid to the impact of changeable operating conditions present randomly. It is contamination on the guides in the form of oil mists or solid lubricants and their mixtures with dust. Such conditions have a negative influence on the process of emergency braking. The braking process is longer in comparison to the declarations given by the manufacturers of tested safety gears.

Due to the character of sliding safety gears operation, the above mentioned changeable operating conditions have a negative impact on their braking process. For the instantaneous type of the safety gears similar situation is not noticed. The sliding safety gears by definition are the safety gears that work due to the friction between such executive elements as a roller or a wedge and pressure plates with the guide working surface. This is the reason of this special interest on the subject and justification why the author decided to choose the sliding safety gears to analyse the issue.

The main author's motivation to do the experiment was to develop a different construction of the sliding safety gear. The construction of the proposed solution was to allow operation in all conditions described above and to achieve a shorter braking distance along with lower values of delays during the emergency braking process.

Due to the complexity of the problem, the scope of work is limited to the operation of the safety gears in emergency conditions under changeable operating conditions using the free fall method, for which the following thesis is formulated: *the progressive safety gears during operation generate different braking characteristics (delays and length) depending on operating conditions.*

The main target was to develop a design of the sliding safety gear of CHP2000 type, a numerical model of the braking process oriented on identification of the main characteristics of its operation, the research methodology and conclusions.

Physical models of sliding safety gears by European manufacturers were subject to tests. These were the safety gears of KB160, PR2000, ASG100, PP16 type and the author's project of CHP2000 safety gear with the loading capacity from 400–1200 kg.

Due to the properties of the sliding safety gears and the lack of possibility to perform tests on real objects under changeable operating conditions, the developed method and the tools were tested on a built test stand reflecting the real work of the lifting device using the free fall method. A comparison of the tests results carried out on the existing models of the sliding safety gears and on the proposed solution of the safety gear confirmed the need to design and manufacture it. Because of the multidimensionality and complexity of the

problem, a data acquisition system has been developed for the purposes of this paper.

The results obtained from the in-service tests using the method and the tools developed as well as the conducted analyses indicate the possibility to reduce the braking distance and the value of delay in the operation process for the lifting device. At the same time, the thesis herein formulated has been justified.

The work also outlines directions for further research and development work aimed at shaping the safety and reliability of sliding safety gears, taking into account the users' quality expectations. The assumed purpose of the work was achieved through the experimental verification of the designed safety gear by obtaining in the experiment the shortest distance of braking and the lowest values of delays. Summing up, the safety gear design presented above and the analysis of the results have a significant impact on the safety of the lifts operation, especially under changeable operating conditions during emergency braking. This monograph can be an inspiration for design engineers and constructors dealing with such technological devices as lifts and for the people who are engaged in the lifting devices maintenance and preservation. The results of the safety gears operation analysis can also be used for better understanding of the braking process under emergency conditions and the impact of structural elements of the safety gear on that process.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- v – prędkość nominalna, [m/s]
- Q – udźwig nominalny, [kg]
- P_k – masa kabiny, [kg]
- P_p – masa przeciwwagi, [kg]
- a_{op} – opóźnienie hamowania, [m/s²]
- g – przyspieszenie ziemskie, [m/s²]
- q_1 – masa jednostkowa liny, [kg/m]
- H – odległość między środkiem koła ogranicznika prędkości, a kołem obciążki, [mm]
- R – długość ramienia długiego obciążki, [mm]
- r – długość ramienia krótkiego obciążki, [mm]
- G_0 – masa obciążki, [N]
- d – średnica liny ogranicznika prędkości, [mm]
- Q_1 – ciężar liny wynikający z wysokości podnoszenia, [N]
- H_p – wysokość podnoszenia, [mm]
- H_n – wysokość nadszybia, [mm]
- H_d – wysokość podszybia, [mm]
- F_z – minimalna siła zrywająca w linie (dane producenta liny), [N]
- S – największa siła w linie, [N]
- k_{b0} – współczynnik bezpieczeństwa liny ogranicznika prędkości, [-]
- G – masa ramienia obciążki, [kg]
- G_k – masa koła obciążki, [kg]
- n_{kr} – prędkość krytyczna dźwigu, [m/s]
- T – siła tarcia, [N]
- μ – pozorny współczynnik tarcia, [-]
- α – kąt opasania, [°]

1. Wstęp

Rozważania dotyczące specyfiki pracy układów hamulcowych dźwigów osobowych zaprezentowano początkowo w publikacji [40]. W ostatnim czasie wzrosło zainteresowanie budową oraz eksploatacją dźwigów osobowych, ale tylko z uwagi na zaostrzenie przepisów co do budowy oraz bezpieczeństwa urządzeń dźwigowych. Oprócz ogólnych zapisów zawartych w Polskiej Normie [41] oraz opracowań poruszających tematykę układów hamulcowych dźwigów nie zaprezentowano jasnych opisów badań nad działaniem hamulców w zmiennych warunkach eksploatacyjnych. Z uwagi na powyższe, w dostępnej literaturze można znaleźć opracowania dotyczące różnych aspektów pracy dźwigów [4, 8, 10, 19, 29, 31, 34, 39, 42, 61]. Brak jest natomiast prac, w których wyjaśniono by eksperymentalnie specyfikę pracy układów hamulcowych w warunkach dynamicznych oraz przyczyny obserwowanych różnic w przebiegach procesów roboczych w stosunku do porównywalnych warunków statycznych. Przedstawiona praca jest podsumowaniem kilkunastoletnich prac autora w zakresie badań układów hamulcowych o charakterystyce progresywnej w warunkach dynamicznych. Warunki dynamiczne odwzorowano poprzez zastosowanie metody spadku swobodnego wywołanej zerwaniem ciągów nośnych dźwigu. W tym zakresie praca dotyczy podstawowych zagadnień działania chwytaczy progresywnych. W dalszej części pracy zaprezentowano budowę dotychczasowych rozwiązań chwytaczy oraz odmiennej konstrukcji chwytacza progresywnego, którego budowa oparta jest o pakiet sprężyn talerzowych umieszczonych między krzywką, a korpusem, a nie tak jak dotychczas między płytką hamującą, a korpusem. W dalszym rozdziale zaprezentowano wyniki badań wpływu konstrukcji chwytaczy na wielkość drogi hamowania oraz wielkości opóźnień hamowania pod wpływem zmiennego obciążenia oraz zmiennych warunków eksploatacyjnych. W końcowej części pracy opisano zmienność obserwowanego parametru drogi hamowania wraz z opracowaniem metodyki określenia zmienności wielkości drogi hamowania poszczególnych chwytaczy.

Przegląd literatury specjalistycznej związanej z działaniem układu hamulcowego dźwigów w warunkach krytycznych pokazał bardzo duży niedostatek publikacji w tym zakresie. W dotychczasowych opracowaniach poświęconych działaniu układów hamulcowych autorzy skupiali swoją uwagę na zagadnieniach normowych dotyczących procesu hamowania oraz konstrukcji układów hamulcowych. Czyniono to głównie poprzez tworzenie modeli opartych o modele konstrukcyjne. Brak opracowań w zakresie poruszonej tematyki, związany był z wykonaniem pracochłonnego stanowiska badawczego, na którym była możliwość wykonania badań metodą spadku swobodnego.

Realizację programu badań poprzedzono przyjęciem następującej tezy: *chwytnice progresywne podczas pracy generują różną charakterystykę hamowania (opóźnienia) w zależności od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia.*

Powyższa teza stanowiła podstawę do sformułowania celów: poznawczego oraz użytecznego pracy:

- **Celem poznawczym** – było opracowanie odmiennej koncepcji chwytacza progresywnego wraz z modelem matematycznym oraz metody przetwarzania otrzymanych sygnałów opóźnienia hamowania układu pozwalającej na zrozumienie i opisanie zależności czasowych pomiędzy obciążeniem, drogą hamowania, a opóźnieniem w różnych warunkach eksploatacyjnych.
- **Celem użytecznym** – było określenie, wewnętrznych (konstrukcja chwytacza) oraz zewnętrznych (warunki eksploatacyjne) czynników wpływających na wielkości opóźnień oraz długości hamowania mających miejsce w czasie pracy chwytacza progresywnych.

Ustalenie wartości opóźnień hamowania w układzie dźwigowym wymagało przeprowadzenia prac eksperymentalnych na zbudowanym stanowisku umożliwiającym wykonanie badań metodą spadku swobodnego. Pracę kończy opis wyników eksperymentalnych i teoretycznych oraz propozycja wykorzystania modelu w dalszych badaniach naukowo-wdrożeniowych.

Zrealizowanie postawionego celu pracy wymagało wykonania szeregu zadań teoretycznych – doświadczalnych, których chronologię przedstawia poniższy plan:

- Wykorzystując dostępną literaturę, w tym elektroniczne bazy publikacji naukowych, dokonano analizy i syntezy wiedzy z zakresu budowy i eksploatacji urządzeń dźwigowych, w tym układów hamulcowych,
- Usystematyzowano pojęcia związane z podzespołami wchodzącymi w skład układów hamulcowych dźwigów osobowych, wyjaśniono związki pomiędzy nimi oraz opisano specyfikę przebiegu spadku swobodnego w czasie hamowania awaryjnego,
- Sformułowano metodykę badań empirycznych, dokonano wyboru obiektów badań, opracowano plan eksperymentu, stworzono metodykę opracowywania wyników oraz wykorzystano niezbędne narzędzia informatyczne.

Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów obliczono wybrane parametry procesu hamowania awaryjnego dla warunków zmiennego obciążenia, zmiennych warunków eksploatacyjnych oraz dokonano analizy zaobserwowanych różnic, podjęto próbę ich wyjaśnienia, przeanalizowano zmienność analizowanych parametrów.

2. Stan wiedzy i techniki

Urządzenia transportu technologicznego są szeroko opisywane w literaturze min. [45, 46] gdzie poruszane są zagadnienia związane z szeroko pojętą eksploatacją.

Zagadnieniami pracy urządzeń dźwignicowych, jakimi są dźwigi cierne potocznie nazywane windami, zwłaszcza w obrębie działania układów hamulcowych autorzy nie podejmowali próby opisu zjawisk zachodzących w przedstawionej tematyce.

Jedna z najstarszych prac pochodzi z okresu budowy piramid, kiedy to zapoczątkowano podnoszenie dostojników na wyższe piętra za pomocą układu wielokrążków oraz za pomocą liny przewleczonej przez nie. Pierwsze windy napędzane były siłą mięśni ludzkich. Nie przywiązywano wówczas zbytnej wagi do bezpieczeństwa pracy dźwigu, a wraz z upływem czasu, historia nie odnotowała wypadków z ich udziałem. Problem bezpieczeństwa pracy dźwigów zaczął odgrywać znaczącą rolę wówczas gdy wprowadzono napęd dźwigu z wykorzystaniem silnika oraz zautomatyzowano proces jego sterowania. W 1853 roku amerykański konstruktor oraz wynalazca Otis Elisha Graves opracował jako pierwszy hamulce do windy, które powodowały natychmiastowe zablokowanie dźwigu w przypadku zerwania lin nośnych. Ówczesne rozwiązanie zaczęto sprzedawać jako urządzenie bezpieczeństwa, a tym samym rozpoczęła się nowa era w przemyśle dźwigowym – era bezpiecznych urządzeń dźwigowych. Otis Elisha swój wynalazek zaprezentował na Wystawie Światowej w 1853 r., a w tym samym roku sprzedał swoje pierwsze bezpieczne windy. Pierwsza winda osobowa Otisa zainstalowana została w domu handlowym E.V. Houghwota w Nowym Jorku i napędzana była silnikiem parowym [40]. Od tego wydarzenia, prace nad doskonaleniem konstrukcji wind były realizowane pod różnymi względami technicznymi. Jednak w ostatnim trzydziestoleciu na nowo poświęcono wiele uwagi różnym aspektom pracy urządzeń dźwigowych. Jest to spowodowane głównie poprzez ciągle zaostrzane przepisy dotyczące konstrukcji oraz bezpieczeństwa urządzeń dźwigowych. W 1990 roku Thomas D. Barkand opublikował artykuł – raport [5], w którym poruszył zagadnienia związane z bezpieczeństwem urządzeń dźwigowych. Ówczesna analiza była oparta o obowiązujące przepisy w Stanach Zjednoczonych, a dokładnie w Pensylwanii. Autor dokonał analizy możliwych zdarzeń związanych z różnymi przypadkami awarii, które w swoich skutkach miały przypadki śmiertelne. Opisana analiza obejmowała wypadki związane z awariami zarówno od strony mechanicznej oraz konstrukcyjnej urządzenia jak również od strony nadzoru elektrycznego oraz błędów ludzkich. W opracowaniu opisano awarie podzespołów wpływających na bezpieczeństwo urządzeń dźwigowych takie jak: awarie zawieszenia dźwigu, awarie urządzeń zabezpieczających przed niekontrolowanym ruchem kabiny w kierunku do góry

jak i do dołu, awarie związane z działaniem ogranicznika prędkości zarówno ramy kabinowej jak i przeciwwagi, zagadnienia dynamicznego hamowania hamulców bezpieczeństwa. W rezultacie przeprowadzonych analiz autor, zaproponował wprowadzenie dodatkowego urządzenia bezpieczeństwa jaki miał być wówczas pneumatyczny system hamowania. System ten miał być zastosowany w maszynowni urządzenia. Liny nośne miały w czasie normalnej pracy przechodzić pomiędzy szczękami hamulca pneumatycznego. Kontrola pracy hamulca miała być realizowana w połączeniu ze sterowaniem dźwigu. W przypadku niekontrolowanego ruchu kabiny z nadmierną prędkością, sterownik dźwigu miał uruchamiać hamulec pneumatyczny w celu wytracenia energii rozpędzonej kabiny. W swoim opracowaniu autor opisał analizę zastosowania hamulca hydraulicznego wraz z charakterystykami dynamicznego hamowania w warunkach niekontrolowanego zwiększenia prędkości urządzenia. Autorzy publikacji [55] Yost i Rothenfluth poruszają zagadnienia związane ze sposobami konfiguracji urządzeń dźwigowych oraz poruszają problematykę związaną z prawidłowym doбором podzespołów. Opisana problematyka stanowiła wówczas duży wkład w początkowe stadium konfiguracji opisywanych urządzeń dźwigowych, co przekładało się na bezawaryjną pracę urządzenia. W swojej dysertacji [13] Hamdy przedstawia zagadnienia związane z aktywną wibroizolacją kabiny dźwigu. Autor w pierwszym rozdziale przybliżył problematykę związaną z wibroizolowaniem kabiny oraz zaproponował koncepcję systemu aktywnej wibroizolacji. W dalszych rozdziałach autor opisał wyniki pracy własnej nad zastosowaniem opisanej metody w warunkach laboratoryjnych jak również opisał zaproponowany przez siebie system ekspercki identyfikujący wartości drgań kabiny podczas jazdy.

Podobnym zagadnieniem zajmowali się Mutoh, Kagomiya, Kurosawa, Konya oraz Andoh [37] opisując nowatorską metodę izolacji kabiny dźwigu szybkobieżnego poprzez zastosowanie magnetycznych przewodników. Autorzy dokonali analizy istniejących rozwiązań z zastosowaniem przewodników rolkowych, częstotliwości oraz amplitudy drgań kabiny występujących na skutek asymetrycznego jej obciążenia. W swojej pracy opisali w sposób modelowy drgania kabiny stosując równania różniczkowe. Opisali również system ekspercki nadzorujący pracę układu przewodników magnetycznych. W rezultacie swoich badań, autorzy przewidywali skrócenie czasu montażu zaproponowanego rozwiązania oraz zwiększenie komfortu podróżujących.

W publikacji [15] Herrera i Kaczmarczyk podejmują temat modelowania sposobu izolowania kabiny dźwigu poprzez wzbudzenie. W artykule przedstawiono oryginalne podejście do identyfikacji sztywności oraz wyznaczono charakterystyki tłumienia układu kabiny windy. Autorzy w swoim artykule przedstawili eksperymentalny model fizyczny kabiny dźwigu, który był wzbudzany przy pomocy opracowanego przez nich układu

mechanicznego mającego na celu wzbudzenie modelowej kabiny składowymi harmonicznymi. Symulacje prowadzono zarówno dla pustej kabiny jak również dla kabiny z obciążeniem. Podczas badań symulacyjnych autorzy wyznaczyli współczynniki tłumienia oraz badali wpływ sztywności układu izolującego na otrzymane współczynniki tłumienia. Do analizy otrzymanych wyników badań, autorzy wykorzystali środowisko Matlab. Według autorów metodykę przedstawioną w artykule można zastosować do opracowania wytycznych do projektowania układów izolujących kabinę dźwigu.

Landaluze i inni [25] w swoim opracowaniu podejmują tematykę hałasu występującego w kabinie dźwigu na skutek zwiększania jej prędkości. Przedstawili autorski projekt systemu aktywnej kontroli hałasu w kabinie. Badania przeprowadzali w wieży o wysokości 70 m oraz dla prędkości kabiny w zakresie od 1.6 do 3.5 m/s. Wyniki badań odnosili do poziomu hałasu jaki jest słyszalny dla ucha ludzkiego. Na podstawie wykonanych badań oraz zastosowania aktywnego systemu kontroli hałasu autorom udało się obniżyć poziom hałasu w kabinie o 7 dB. Podobnymi zagadnieniami zajmowali się autorzy publikacji [44, 47].

Innym obszarem badań opisywanych w literaturze światowej są drgania lin nośnych, lin wyrównawczych oraz przewodów zwisowych. Z uwagi na złożony charakter pracy lin nośnych, zmienną długość oraz wartość napięcia, a także różny kąt skrzywienia oraz różną konstrukcję, autorzy wielu publikacji modelują układy składające się z lin nośnych, kół linowych oraz ich wzajemnej współpracy.

W publikacji [21] Kaczmarczyk, Iwankiewicz oraz Terumichi podejmują próbę analizy zachowania się lin wyrównawczych dźwigu na skutek wymuszeń harmonicznymi oraz stochastycznymi. Zmienna długość lin na skutek zmiany położenia kabiny w szybie dźwigu powoduje zmienną masę oraz sztywność liny. Ponadto struktura nowoczesnych budynków wysokiej zabudowy oraz działanie na nie czynników zewnętrznych takich jak wiatry czy trzęsienia ziemi powodują to, że układy linowe wzbudzają się przy niskich częstotliwościach. W związku z tym, bezwładnościowe obciążenie wywołane ruchem budynku pobudza elastyczne elementy układu windy. Liny wyrównawcze z powodu napięcia o mniejszej wartości niż liny nośne są szczególnie narażone na wzbudzenie, a tym samym szybciej przechodzą w stan dużych odkształceń dynamicznych. W publikacji autorzy zaprezentowali wyniki prac własnych nad symulacją wzbudzenia układu lin wyrównawczych dźwigu. W rezultacie przeprowadzonych badań autorzy określili wartości ciężarów dla układów wyrównawczych takich, aby w jak największym stopniu wyeliminować niekorzystne zjawisko wzbudzenia lin, zwiększając w ten sposób bezpieczeństwa oraz wydłużyć czas eksploatacji urządzeń dźwigowych. Opisany obszar zainteresowań naukowych poruszany jest ponadto w publikacjach [33, 35, 38, 51, 37, 58, 59].

Inny obszarem zainteresowań naukowców jest obszar modelowania układów dźwigowych. W publikacji [3] Arraste i inni opisują zachowanie się dźwigu w układach przeniesienia napędu 1:1. W sposób modelowy opisują zagadnienia wpływu drgań, jakie generowane są w układzie dźwigu począwszy od zespołu napędowego poprzez liny nośne oraz zawieszenia lin. Na modelowym układzie dźwigu analizowano wpływ drgań układu, opisano matematyczny model dźwigu oraz w oparciu o model matematyczny zbudowano model badanego układu w pakiecie Matlab/Simulink. Zaprezentowane wyniki badań oraz symulacji przyspieszeń według autorów dały zbieżne wyniki badań do symulacyjnych.

Podobnym zagadnieniem zajął się Benosman w publikacji [7]. W modelowym ujęciu dźwigu w układzie 1:1 wykorzystał metodę Lapunowa do aktywnej kontroli zmian dynamicznych długości liny na skutek pracy dźwigu oraz pojawiających się zaburzeń w postaci zewnętrznych zaburzeń równowagi lin. Opisany w publikacji system kontroli analizował stabilność badanego układu. W rezultacie przeprowadzonych badań, według autora uzyskano zadowalające wyniki, które należało potwierdzić na rzeczywistych obiektach technicznych. W publikacji [9 i 12] opisano zespół napędowy dźwigu w postaci silnika oraz przekładni ślimakowej za pomocą równań opisujących elektryczną i mechaniczną stronę zagadnienia. Porównano charakterystyki dynamiczne otrzymane na drodze numerycznej z charakterystykami otrzymanymi na drodze symulacji. Otrzymane wyniki symulacji oraz obliczeń dały zbieżne wyniki. Zagadnieniami modelowania układów dźwigowych zajmowali się również: Filas [11], Kaczmarczyk [22], Lonkwic [30, 32] oraz Vladić [49].

Do modelowego ujęcia zagadnień związanych z urządzeniami dźwigowymi Liu w publikacji [26] wykorzystał metodę logiki rozmytej do analizy symptomów sygnalizujących potencjalne wystąpienie awarii urządzenia dźwigowego. Zbiór danych wejściowych autorzy zebrali z pracujących urządzeń, na podstawie których stworzyli macierz wektorów opisujących stan urządzenia. Według autora zastosowanie logiki rozmytej dało pozytywne wyniki, a samą metodę można wykorzystywać do oceny stanu technicznego urządzeń dźwigowych wpływając w ten sposób na zmniejszenie kosztów utrzymania oraz konserwacji urządzeń.

Publikacja [48] związana jest z zastosowaniem sieci neuronowych jako narzędzia do analizy wystąpienia uszkodzenia zespołu napędowego dźwigu, jakie może wystąpić na skutek obciążenia kabiny. Taplak i inni [48] w swojej publikacji proponują zastosowanie sieci neuronowych jako analizatora szacującego stopień drgań zespołu napędowego, na podstawie których nauczona sieć neuronowa przewiduje możliwość wystąpienia awarii. Dane do nauczania sieci zebrano w kilku wariantach pracy urządzenia: praca w kierunku do góry, w kierunku do dołu z ładunkiem oraz bez ładunku. Na podstawie otrzymanych wyników pomiarów drgań, autorzy stwierdzili, że wartości drgań układu dla

rozpatrywanych przypadków jest zmienna w dużym zakresie co powoduje, że nauczenie sieci nie jest łatwe. W swojej publikacji autorzy opisują wykorzystanie sieci o budowie radialnej z propagacją wsteczną. Według autorów na podstawie przeprowadzonych analiz sieci neuronowe są doskonałym narzędziem analizującym stan techniczny urządzenia oraz nadają się do zastosowania w innych obszarach, gdzie występujące drgania mogą spowodować występną awarię urządzenia.

W publikacji [50] autorzy podjęli temat sztywności oraz odkształceń przewodnic dźwigu występujących podczas eksploatacji urządzeń dźwigowych. Opisali w sposób matematyczny wpływ zamocowania przewodnic oraz odległości między zamocowaniami na wartości odkształceń występujących w przewodnicach. Badali w jaki sposób wpływa różna odległość wsporników mocujących na opisane parametry oraz w jakich warunkach eksploatacyjnych istnieje możliwość zredukowania ilości punktów mocujących przewodnicę, aby nie przekroczyć dopuszczalnych wartości odkształceń oraz wytrzymałości przewodnic.

Xiaojun i inni w swojej publikacji [52] opisuje zaproponowany program komputerowy wspierający decyzję podczas niekontrolowanego przekroczenia prędkości urządzenia dźwigowego, po którym następuje hamowanie awaryjne urządzenia. Dodatkowe wsparcie decyzji według autorów ma spowodować szybszą reakcję systemu nad uruchomieniem układu hamulcowego w warunkach krytycznych. Zastosowanie systemu decyzyjnego może również wpłynąć według autorów na wydłużenie czasu bezawaryjnej pracy jak również zmniejszyć ryzyko uszkodzenia elementów hamulców podczas procesu hamowania.

Autorzy w publikacji [54] opisują zagadnienia związane z zastosowaniem silnika liniowego w napędach drzwi kabinowych oraz opisują korzyści jakie wynikają z zastosowania takiego silnika. W publikacji [55] autorzy opisują możliwe konfiguracje urządzeń dźwigowych oraz możliwe problemy jakie są generowane podczas konfigurowania urządzeń dźwigowych z zastosowaniem pewnych typoszeregów produkcyjnych.

W publikacji [57] autorzy opisują w modelowym ujęciu współpracę liny nośnej z kołem linowym wykorzystując do tego celu program komputerowy ANSYS. W publikacji [60] autorzy opisują za pomocą równań różniczkowych pracę dźwigów o dużej prędkości. W swojej pracy wykorzystują do opisu dane uzyskane z pracujących urządzeń w celu potwierdzenia prawidłowości wykonania modelu matematycznego. Z uwagi na rosnące zapotrzebowanie rynku na urządzenia dźwigowe, na świecie rozpoczęto badania nad opracowaniem metody pozwalającej na przyspieszone testowanie elementów urządzenia dźwigowego w warunkach tzw. skrajnych.

W publikacji [36] opisana została autorska metodyka wykonana dla światowego lidera produkcji dźwigów osobowych, firmy OTIS. Autorzy w swoim opracowaniu opisują metodykę przyspieszonego testowania warunków skrajnych (AST), która została przetestowana oraz wdrożona z pozytywnym skutkiem. Metoda AST według autorów wymagała dwuetapowego podejścia do metody przyspieszonego testowania tzn.: w pierwszym etapie określano możliwość wystąpienia awarii w krytycznym obszarze konstrukcji, po czym wykonywano testy mające na celu potwierdzenie wystąpienia awarii. Wdrożono procedury naprawcze w określonych obszarach, a następnie poprawione elementy konstrukcji poddawano przyspieszonemu testowaniu w drugim etapie. W drugim etapie poprawione konstrukcje testowano metodami uwzględniającymi szoki temperaturowe, nagłe zmiany obciążenia oraz inne dostępne metody badawcze. Po opracowaniu tej metody, według autorów jakość podzespołów dźwigowych oraz ich niezawodność uległa zmniejszeniu.

Wykonane studia literaturowe ujawniają znaczny niedostatek publikacji naukowych dotyczących badań doświadczalnych hamulców dźwigowych w warunkach dynamicznych. Zdecydowanie największa liczba publikacji związana jest z modelowaniem komfortu jazdy kabin dźwigowych w warunkach dynamicznych z uwzględnieniem wpływu drgań lin nośnych oraz przewodów zwisowych. Nie odnaleziono prac, w których prezentowano by działanie układów hamulcowych oraz samych hamulców dźwigowych w warunkach dynamicznych uwzględniających metodę spadku swobodnego, a jest to przecież fundamentalna metoda badawcza pozwalająca na stwierdzenie różnic w przebiegach procesów hamowania w warunkach dynamicznych.

3. Układ hamulcowy dźwigu – projekt chwytacza poślizgowego

W celu lepszego zrozumienia opisywanych zagadnień w monografii, poniżej zamieszczone zostały definicje poszczególnych podzespołów, które definiuje Polska Norma [41].

Chwytnacz – urządzenie mechaniczne służące w przypadku nadmiernej prędkości lub zerwania cięgna nośnego, do zatrzymania i utrzymania w spoczynku na prowadnicach kabiny lub przeciwwagi.

Chwytnacz poślizgowy – chwytacz (hamulec), w którym opóźnienie wywołane jest przez hamowanie na prowadnicach, i w których przedsięwzięte są specjalne środki w celu ograniczenia do dopuszczalnej wielkości sił oddziaływujących na kabinę lub przeciwwagę.

Kabina – część dźwigu przewożąca pasażerów lub/i inne ładunki.

Ogranicznik prędkości – urządzenie, które, po osiągnięciu nastawionej prędkości zatrzymuje dźwig i w razie konieczności uruchamia chwytacze.

Obciążka – urządzenie mające na celu napięcie linki ogranicznika prędkości do wartości niezbędnej do zadziałania ogranicznika prędkości.

Prędkość nominalna – prędkość kabiny „v” w metrach na sekundę, dla której urządzenie zostało zbudowane.

Prowadnica – sztywne elementy zapewniające prowadzenie kabiny i przeciwwagi.

Przeciwwaga – masa zapewniająca sprzężenie cierne.

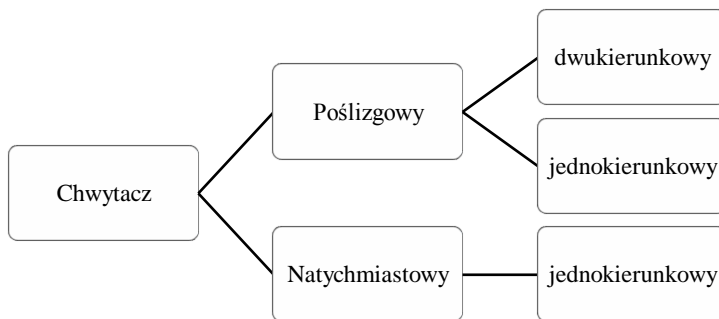
Rama – rama metalowa niosąca kabinę lub przeciwwagę połączona z cięgnami nośnymi.

Zespół napędowy – jednostka, zawierająca silnik, która napędza i zatrzymuje dźwig.

Wszystkie urządzenia dźwigowe wyposażone są w element bezpieczeństwa jakim są chwytacze. Głównym zadaniem chwytaczy jest unieruchomienie kabiny dźwigu w przypadku niekontrolowanego przekroczenia prędkości o 0,3 m/s w stosunku do prędkości nominalnej urządzenia. Niekontrolowane przekroczenie prędkości może nastąpić w dwóch przypadkach:

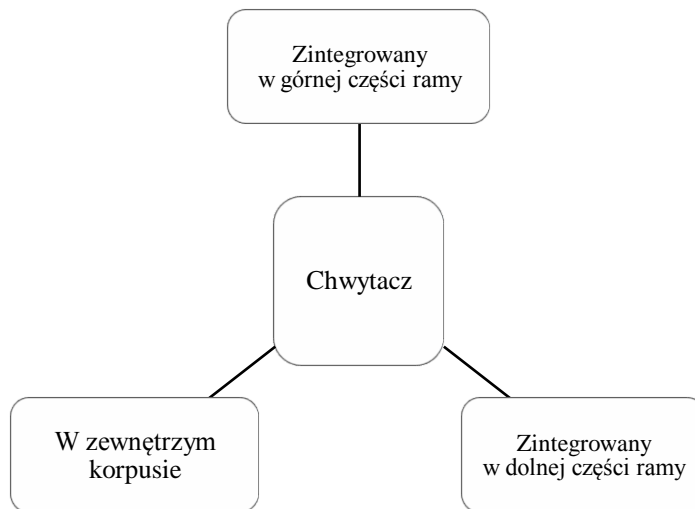
- zerwania cięgien nośnych;
- przekroczenia wartości prędkości obrotowej wciągarki na skutek awarii.

W obu wyżej opisanych przypadkach, niekontrolowana prędkość kabiny dźwigu musi być nadzorowana poprzez układ hamulcowy. Na rysunku 3.1 pokazano stosowane w dźwigach ciernych chwytacze z podziałem na ich charakterystykę działania oraz kierunkowość:



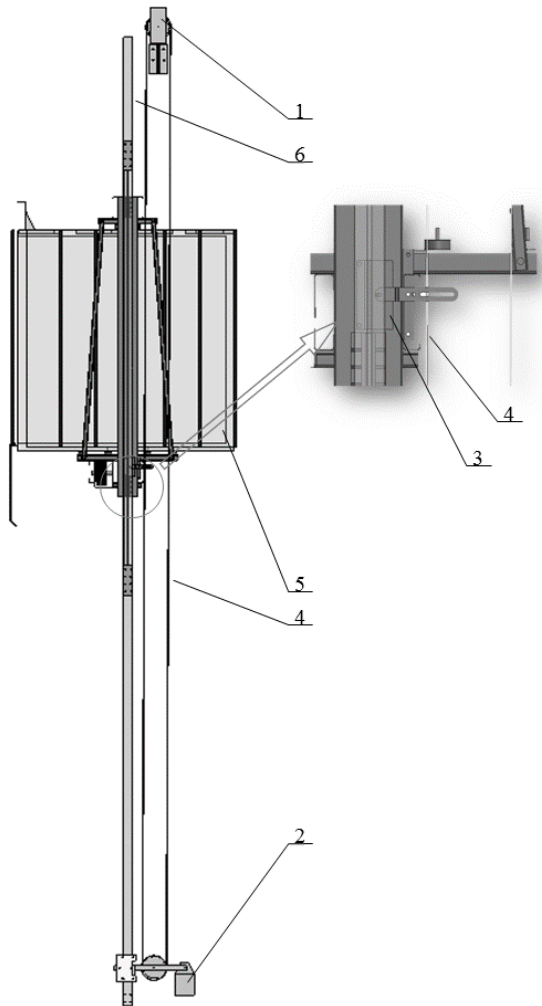
Rys. 3.1 Podział chwytnaczy ze względu na charakterystykę ich działania oraz kierunkowość

Innym podziałem chwytnaczy jest podział z uwagi na ich położenie w ramie kabiny, który pokazano na rysunku 3.2.



Rys. 3.2 Podział chwytnaczy ze względu na ich sposób montażu w ramie kabiny

Układ hamulcowy dźwigu składa się z trzech głównych podzespołów: ogranicznika prędkości (OP)-chwytnaczy (CH)-obciążki (OB), co zaprezentowano na rysunku 3.3.



Rys. 3.3. Przykładowy układ hamulcowy dźwigu: 1 – ogranicznik prędkości, 2 – obciążka, 3 – chwytacz, 4 – lina ogranicznika prędkości, 5 – kabina z ramą, 6 – prowadnica [16]

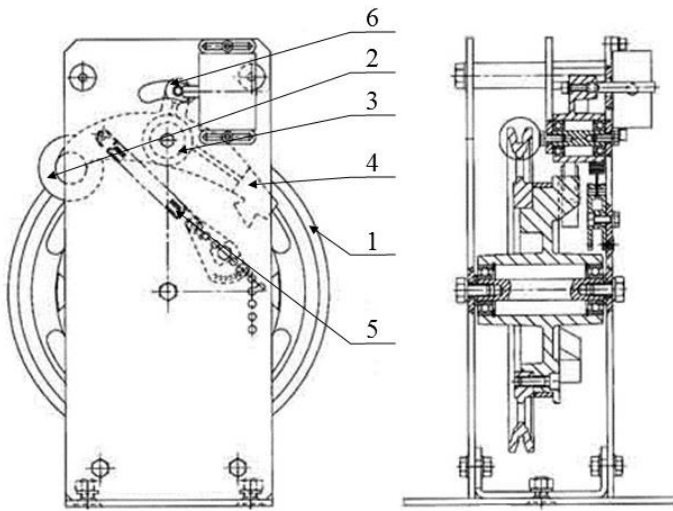
Wszystkie w/w elementy składowe układu OP-CH-OB są sprzężone ze sobą za pomocą liny stalowej.

3.1. Ogranicznik prędkości

Ogranicznik prędkości jest urządzeniem mechanicznym, którego głównym zadaniem jest nadzorowanie prędkości nominalnej dźwigu. Stosowane w dźwigach ograniczniki prędkości są stosowane w dwóch rozwiązaniach:

- tradycyjne, montowane w maszynowni lub nadszybiu,
- typu STAR, montowane w ramie kabinowej jako integralna jej część.

Tradycyjny ogranicznik prędkości (użyty w czasie eksperymentu), przedstawiony został na rysunku 3.4. Składa się z koła linowego 1 z naciętym rowkiem klinowym, którego geometria pokazana jest na rysunku 3.5.



Rys. 3.4. Ogranicznik prędkości firmy DYNATECH (opis w tekście) [16]: 1 – koło linowe, 2 – rolka zapadki, 3 – dźwignia, 4 – zapadka, 5 – sprężyna, 6 – rolka włącznika elektrycznego [29]

W czasie eksploatacji dźwigu z prędkością nominalną v koło linowe 1 obraca się z prędkością obrotową n , której wartość określa zależność matematyczna (3.1).

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} \quad (3.1)$$

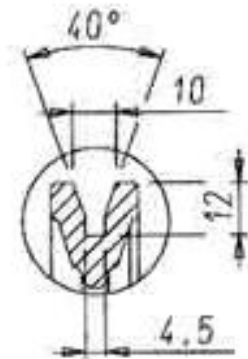
gdzie:

n – prędkość obrotowa koła OP, [obr/min]

v – prędkość nominalna dźwigu, [m/s]

d – średnica koła linowego OP, [mm]

Po kole ogranicznika prędkości obtacza się rolka zapadki 2, która jest połączona dźwignią 3 z zapadką 4. Stan położenia zapadki nadzorowany jest sprężyną 5. Po przekroczeniu prędkości nominalnej dźwigu, zwiększeniu następuje wartość prędkości obrotowej OP. Siła naciągowa sprężyny jest dobierana tak, aby po przekroczeniu prędkości nominalnej o 0.3 m/s w stosunku do prędkości nominalnej siła odśrodkowa wypchnęła zapadkę 4 i zablokowała koło ogranicznika prędkości.



Rys. 3.5. Geometria rowka koła ciernego ogranicznika prędkości [16]

Lina znajdująca się z kole OP zostaje unieruchomiona na skutek działających sił tarcia pomiędzy liną, a kołem 1. W celu obliczenia prawidłowego współczynnika bezpieczeństwa k_b liny OP, należy ująć w modelu matematycznym siłę tarcia występującą między kołem, a liną. W modelowym ujęciu, siła tarcia występująca między kołem, a liną opisana jest zależnością matematyczną (3.2):

$$T = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (3.2)$$

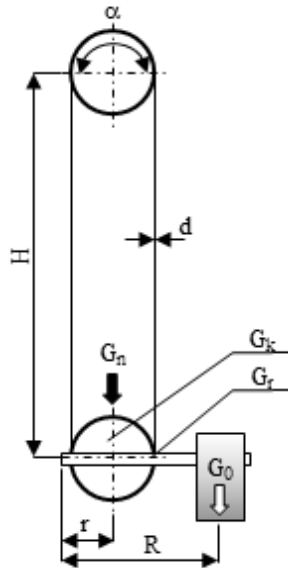
gdzie:

T – siła tarcia, [N]

μ – pozorny współczynnik tarcia, [-]

α – kąt opasania, [°]

Na rysunku (3.6) pokazane zostały zależności geometryczne występujące w układzie OP-CH-OB.



Rys. 3.6. Zależności geometryczne w układzie OP-CH-OB [opracowanie własne]

Zależność opisana wzorem (3.2) jest podstawiona do wzoru na największą siłę S występującą w linii OP. Zatem wartość największej siły S , jaka będzie występowała w linii ogranicznika prędkości przedstawia zależność (3.3):

$$S = \left(\frac{G_n}{2} + Q_L \right) \cdot T \quad (3.3)$$

gdzie:

G_n – siła naciągowa liny wynikająca z działania obciążki, [N]

Q_L – całkowity ciężar liny, [N]

Wartość siły naciągowej G_n występującej w linii wynikającej z działania obciążki na układ hamulcowy opisuje zależność empiryczna (3.4):

$$G_n = g \cdot \left[\left(\frac{R}{r} \cdot G_0 \right) + \left(\left(0,5 \cdot \frac{R}{r} \right) \cdot G_r \right) + G_k \right] \quad (3.4)$$

gdzie:

G_0 – masa obciążki, [kg]

g – przyspieszenie ziemskie, [m/s^2]

R – ramię długie obciążki, [mm]

r – ramię krótkie obciążki, [mm]

G_k – masa koła obciążki, [kg]

G_r – masa ramienia obciążki, [kg]

Zawarty we wzorze (3.2) współczynnik tarcia jest zależny od kąta opasania oraz kąta rowka linowego koła ogranicznika prędkości. Zależność opisująca ten związek przedstawiona jest poniżej (3.5):

$$\mu = \frac{\mu_0}{\sin \frac{\gamma_0}{2}} \cdot a \quad (3.5)$$

gdzie:

μ_0 – współczynnik tarcia między koła, a liną, [-]

γ_0 – kąt rowka w kole OP, [°]

α – kąt opasania liny na kole OP, [°]

Według wymagań normy [41], współczynnik bezpieczeństwa linki ogranicznika prędkości prezentuje zależność (3.6)

$$k_b = \frac{F_z}{S} \geq 8 \quad (3.6)$$

gdzie:

F_z – maksymalna siła zrywająca linę, (dane producenta)

S – największa siła występująca w linie, [N]

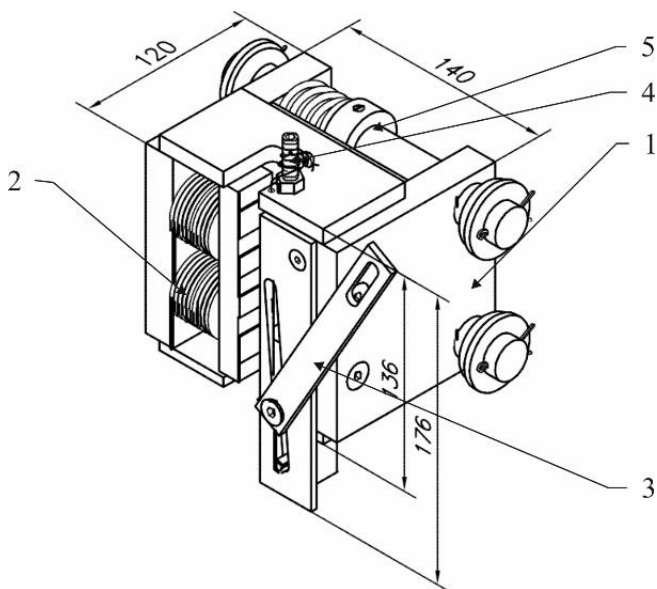
Zestawiając powyższe zależności do wzoru (3.6) można obliczyć wymagany współczynnik bezpieczeństwa k_b liny OP.

3.2. Chwytacze KB160, PP16, ASG100, PR2000UD, CHP2000

Stosowane w urządzeniach dźwigowych chwytacze występują w dwóch odmianach: natychmiastowej oraz progresywnej (poślizgowej). W niniejszej monografii skupiono swoją uwagę na opisie chwytaczy progresywnych. Progresja chwytaczy rozumiana jest w tym przypadku jako przyrost opóźnienia hamowania, który związany z wytracaniem energii rozpędzonej masy kabiny do wartości 0. Współczynniki bezpieczeństwa wynikające z działania chwytaczy w czasie hamowania na prowadnice wynoszą: dla chwytaczy natychmiastowych 3 oraz dla chwytaczy progresywnych 2. W związku z tym w konstrukcjach dźwigowych częściej stosuje się chwytacze progresywne. Na rysunkach (3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11) zaprezentowano typy chwytaczy, które poddano badaniom opisanym w niniejszym opracowaniu.

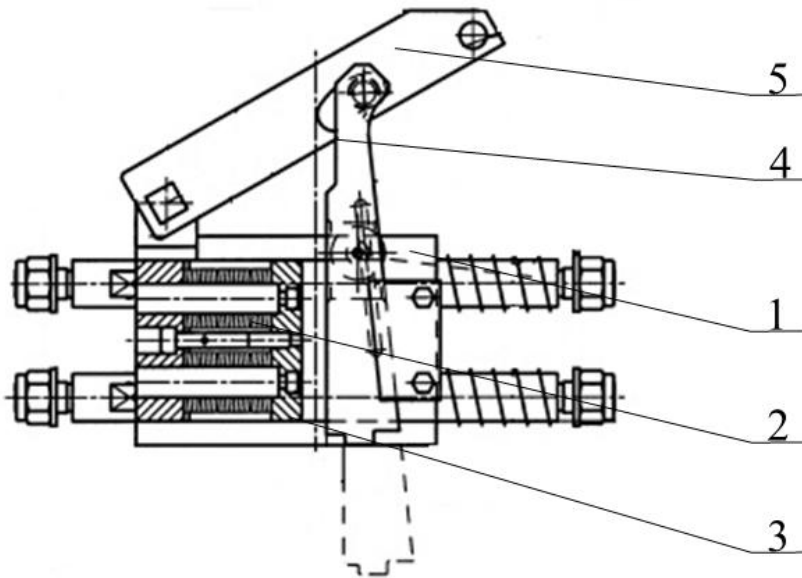
Na rysunku 3.7 pokazano chwytacz firmy WITTUR typu KB160. Korpus chwytacza 1 wykonany jest w postaci spawanej. Montaż w ramie realizowany jest za pomocą sworzni, a właściwe ustawienie względem prowadnic za pomocą sprężyn oraz tulei 5. Zmiana położenia rolki hamującej realizowana jest za pomocą dźwigni 3, a rolka hamująca porusza się po jednostronnej krzywce umieszczonej w korpusie. Siła hamująca generowana jest poprzez pakiety

sprężyn talerzowych 2, do których zamocowana jest płytki oporowa. Proces hamowania realizowany w tego typu chwytaczu jest poprzez zmianę położenia dźwigni 3 wraz z rolką hamującą, która dociskana jest do prowadnicy wywołując jednocześnie dociśnięcie prowadnicy do płytki oporowej zamocowanej do pakietów sprężyn talerzowych 2. Pozycja wyjściowa rolki, pokazana na rysunku 3.7 uzyskiwana jest poprzez układ nadzorujący położenie rolki, który jest umieszczony w ramie (nie pokazany na rysunku). Niewątpliwą zaletą tego typu chwytacza jest jego zwarta konstrukcja oraz możliwość łatwej regulacji w stosunku do prowadnic. Wadą natomiast jest to, że w warunkach nadmiernego zabrudzenia prowadnic, płytki oporowa nie jest dostatecznie dociskana do prowadnicy, przez co wydłuża się droga hamowania.



Rys. 3.7. Chwytnacz firmy WITTUR typu KB160 [31]: 1 – korpus, 2 – pakiety sprężyn talerzowych, 3 – dźwignia, 4 – śruba regulacyjna, 5 – sworzeń ustawczy korpusu

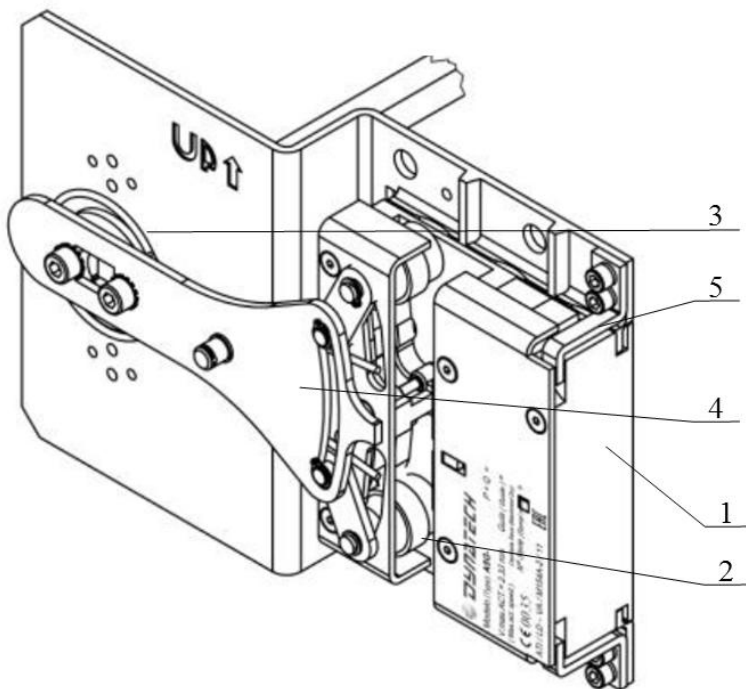
Na rysunku 3.8 pokazano chwytacz firmy MONTANARII typu PP16. Chwytnacz tego typu jest chwytaczem jednostronnego działania. W korpusie chwytacza zastosowane zostały pakiety sprężyn talerzowych 2 zamocowanych do korpusu wraz z płytką oporową 3. Rozwiązanie takie umożliwia elastyczną regulację siły hamowania poprzez zastosowanie szerokiego korpusu, tym samym istnieje możliwość dokładania pakietów sprężyn talerzowych. Zaletą tego rozwiązania jest zwarta i mała budowa. Wadą natomiast jest zastosowanie płytki oporowej, jak w powyższym rozwiązaniu wraz z konsekwencjami wynikającymi z zabrudzenia prowadnic.



Rys. 3.8. Chwytnacz firmy MONTANARII typu PP16 [31]: 1 – korpus, 2 – pakiety sprężyn talerzowych, 3 – płytki oporowa, 4 – klin, 5 – dźwignia

Pozycja wyjściowa rolki, która umieszczona jest w klinie 4, pokazana na rysunku 3.8 uzyskiwana jest poprzez układ nadzorujący położenie rolki, który jest umieszczony w ramie (nie pokazany na rysunku).

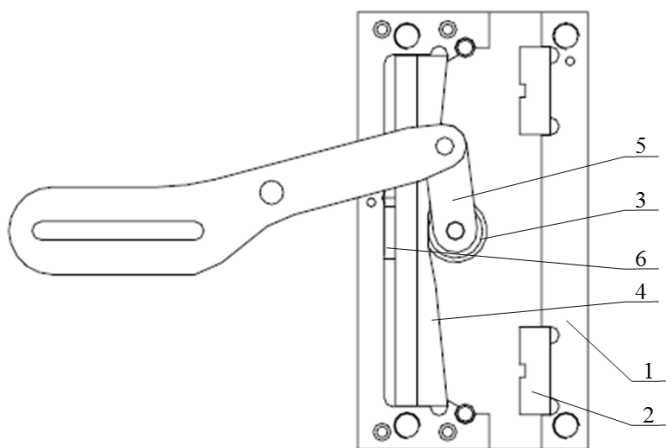
Na rysunku 3.9 pokazano chwytnacz firmy MONTANARII typu ASG100. Chwytnacz typu ASG100 jest chwytnaczem dwustronnego działania. Konstrukcja korpusu wykonana jest z blachy ukształtowanej w literę Z. Cechą charakterystyczną tego chwytnacza jest to, że w swoim korpusie posiada dwie rolki. Siła hamująca wywoływana jest poprzez element sprężysty umieszczony w korpusie 1 w postaci płaskownika działającego na zasadzie ugięcia resoru. Hamowanie odbywa się poprzez zmianę położenia rolki w zależności od kierunku poruszającego się układu kabiny. Położenie rolek w miejscach neutralnych, tak jak pokazane jest to na rysunku 3.9 realizowane jest za pomocą sprężyny 3.



Rys. 3.9. Chwytnacz firmy MONTANARII typu ASG100 [31]: 1 – korpus, 2 – rolka hamująca, 3 – sprężyna, 4 – dźwignia, 5 – element blokujący

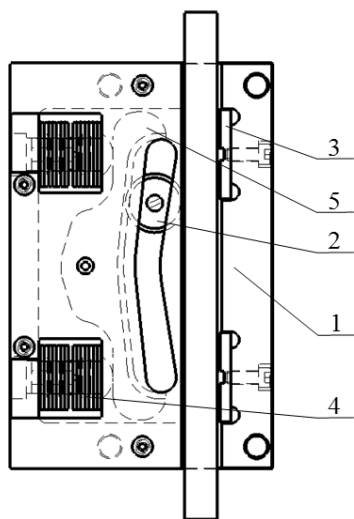
Regulacja położenia chwytacz względem prowadnic realizowana jest za pomocą śrub mocujących chwytacz w ramie. Zaletą tego chwytacza jest dwukierunkowość działania oraz niewątpliwa łatwość montażu. Wadą konstrukcyjno-eksploatacyjną jest to, że w dłuższym okresie użytkowania element blokujący korpus 5 odkształca się przez co nie ma możliwości wykonywania drobnych regulacji.

Na rysunku 3.10 pokazano chwytacz firmy Dynatech typu PR2000UD. Konstrukcja tego chwytacza jest konstrukcją z jednej strony zwartą z drugiej posiadającą największą geometrię korpusu. Proces hamowania jest realizowany poprzez zmianę położenia rolki, w zależności od kierunku poruszającego się układu. Pozycja środkowa rolki, pokazana na rysunku 3.10 uzyskiwana jest poprzez dźwignię oraz układ nadzorujący położenie rolki, który jest umieszczony w ramie (nie pokazany na rysunku). Siła hamowania generowana jest poprzez ugięcie elementu sprężystego w postaci klinu 4. Wadą tego rozwiązania jest to, że zmianę siły hamowania uzyskuje się poprzez zmianę położenia elementu oporowego 6 znajdującego się w korpusie pomiędzy klinem, a korpusem.



Rys. 3.10. Chwytnacz firmy DYNATECH typu PR2000UD [31]: 1 – korpus, 2 – płytki oporowa, 3 – rolka hamująca, 4 – klin, 5 – dźwignia, 6 – dystans

Analizując dostępne rozwiązania rynkowe opisane powyżej, przedstawiono autorskie rozwiązanie chwytacza typu CHP 2000 w konstrukcji, którego ujęto większość poprawek wynikających z warunków eksploatacyjno-konserwacyjnych analizowanych modeli. Model rozwiązania pokazano na rysunku 3.11.

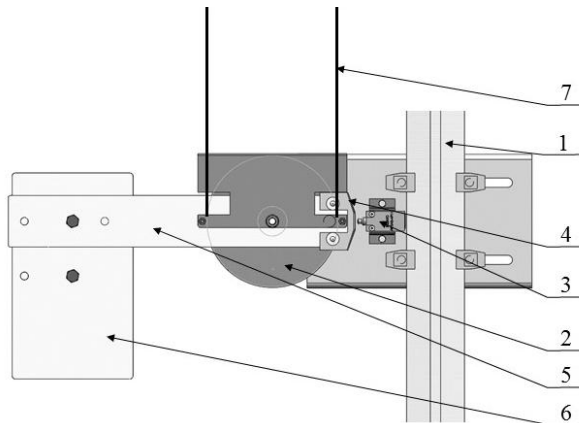


Rys. 3.11. Autorski model chwytacza typu CHP2000 [31]: 1 – korpus, 2 – rolka hamująca, 3 – płytki oporowa, 4 – pakiet sprężyn, 5 – krzywka

Korpus 1 zaprezentowanego chwytacza zaprojektowany został w zwartej monolitycznej konstrukcji. Wewnątrz korpusu znajduje się krzywka dwustronnego działania 5, po której porusza się rolka hamująca 2. Zmiana położenia rolki podczas procesu hamowania realizowana jest poprzez dźwignię, nie pokazaną na rysunku. Sworznie wraz z pakietami sprężyn talerzowych 4 stykają się punktowo z krzywką. Podczas procesu hamowania, siła hamowania wywierana poprzez rolkę na prowadnicę jest zależna od zmiany położenia krzywki 5 na skutek ugięcia sprężyn talerzowych. Tym samym wraz ze zmianą obciążenia układu kabiny zmienia się siła hamowania. Zmiana położenia rolki w zależności od kierunku hamowania układu ramy, powoduje że prowadnica dociskana jest do płytki oporowej 3 zwiększając tarcie między prowadnicą, a płytką. Montaż chwytacza w ramie realizowany jest za pomocą 4 śrub w otworach fasolkowych umieszczonych w ramie, dzięki czemu istnieje łatwość regulacji położenia chwytacza względem prowadnicy.

3.3. Obciążka

Obciążka, w typowym rozwiązaniu montowana jest w dolnej części układu hamulcowego, a dokładnie w tzw. Podszymbiu dźwigu. Rozwiązanie konstrukcyjne stosowane w większości urządzeń pokazane jest na rysunku (3.12).



Rys. 3.12. Typowa obciążka dźwigu 1 – prowadnica, 2 – koło, 3 – łącznik elektryczny, 4 – krzywka, 5 – dźwignia, 6 – obciążenie, 7 – lina [opracowanie własne]

Budowa obciążki oparta jest o mechanizm dźwigniowy wywołujący napięcie w linie o wartości nie mniejszej niż 300 N [24], które jest niezbędne do wyzwolenia chwytaczy.

4. Program badań chwytaczy

4.1. Specyfika badań

Hamowanie awaryjne dźwigu wyposażonego w chwytacze poślizgowe generuje szereg problemów, których nie napotyka się w dźwigach wyposażonych w chwytacze natychmiastowe. Podstawowym problemem jest progresja hamowania, którą w przypadku chwytaczy można opisać jako wytracenie prędkości badanego układu w czasie. W takim przypadku progresja hamowania mogłaby mieć umownie znak ujemny, ponieważ jest to hamowanie, a nie przyspieszanie. Negatywny wpływ zmiennych warunków eksploatacyjnych pojawiających się w czasie eksploatacji urządzeń dźwigowych powoduje, że wartość opóźnienia hamowania chwytaczy progresywnych wydłuża się, co negatywnie wpływa na podróżujących ludzi w kabinie. Opisane w podrozdziale 3.2 chwytacze w rezultacie wieloletnich doświadczeń autora pokazały wady z uwagi na dużą swoją wrażliwość na zmienność warunków eksploatacyjnych w postaci zanieczyszczeń pojawiających się na prowadnicach dźwigowych. W oparciu o zdobyte doświadczenie autora oraz brak jasnych opracowań dotyczących wpływu zmiennych warunków eksploatacyjnych na działanie chwytaczy, opracowano nową, odmienną konstrukcję chwytacza oraz dokonano szeregu prób mających na celu potwierdzenie tezy postawionej w niniejszej pracy.

4.2. Obiekt badań

Obiektem badań były chwytacze poślizgowe typu: KB160, PP16, ASG100, PR2000UD oraz chwytacze nowej, autorskiej konstrukcji typu CHP 2000. W tabeli 4.1 przedstawione zostały dane charakterystyczne dla poszczególnych typów chwytaczy.

Tabela 4.1. Podstawowe dane techniczne badaniach chwytaczy

Chwytacz progresywny typu KB160	
Nośność minimalna	400 kg
Nośność maksymalna	1250 kg
Prędkość maksymalna	1,74 m/s
Prowadnica	16 mm
Chwytacz progresywny typu PP16	
Nośność minimalna	375 kg
Nośność maksymalna	1700 kg
Prędkość maksymalna	1,75 m/s
Prowadnica	16 mm
Chwytacz progresywny typu ASG100	
Nośność minimalna	400 kg
Nośność maksymalna	1818 kg
Prędkość maksymalna	2,33 m/s
Prowadnica	16 mm
Chwytacz progresywny typu PR2000UD	
Nośność minimalna	385 kg
Nośność maksymalna	1222 kg
Prędkość maksymalna	1,6 m/s
Prowadnica	16 mm
Chwytacz progresywny typu CHP2000	
Nośność minimalna	320 kg
Nośność maksymalna	2000 kg
Prędkość maksymalna	2,5 m/s
Prowadnica	16 mm

Na rysunku 4.1 pokazana została przykładowa belka ramy nośnej badanych układów, do której były kolejno montowane korpusy z wyżej opisanymi chwytaczami. Zespół belek nośnych 1 był identyczny dla wszystkich chwytaczy. W dolnej części były montowane korpusy chwytacza 2 z zamontowanymi do nich chwytaczami 4. W celu powtarzalności usytuowania rolki hamującej w korpusie chwytacza, do całości układu zabudowano układ nadzorujący położenie rolki 5. Każda zmiana położenia rolki hamującej z pozycji środkowej do pozycji maksymalnej, skutkowałą obrotem łącznika 5. Łącznik był odpowiedzialny w swojej funkcjonalności na jednoczesną zamianę położenia rolek w obu chwytaczach oraz za jednoczesny powrót rolek do pozycji środkowej. Moment bezwładności profilu użytego jako łącznik był na tyle mały, że nie wpływał na zmianę położenia rolek i w dalszych rozważaniach został pominięty.



Rys. 4.1. Przykładowa zabudowa chwytacza w ramie badanego układu: 1 – belki nośne ramy, 2 – korpus chwytacza, 3 – układ nadzorujący położenie rolki w chwytaczu, 4 – chwytacz, 5 – łącznik kinematyczny chwytacza

Do zapewnienia zmienności obciążenia badanych układów użyto płaskowników o wymiarach 25x100x980 mm, których masa jednostkowa wynosiła 19,8 kg. Masa całkowita ramy nośnej bez chwytacza wynosiła 163 kg. W tabeli 4.2 przedstawiono zależności masowe między badanymi typami chwytaczami, a wartościami użytych obciążeń testowych.

Tabela 4.2. Zestawienie użytego obciążenia testowego wraz z masami całkowitymi obciążającymi chwytacze w czasie badań

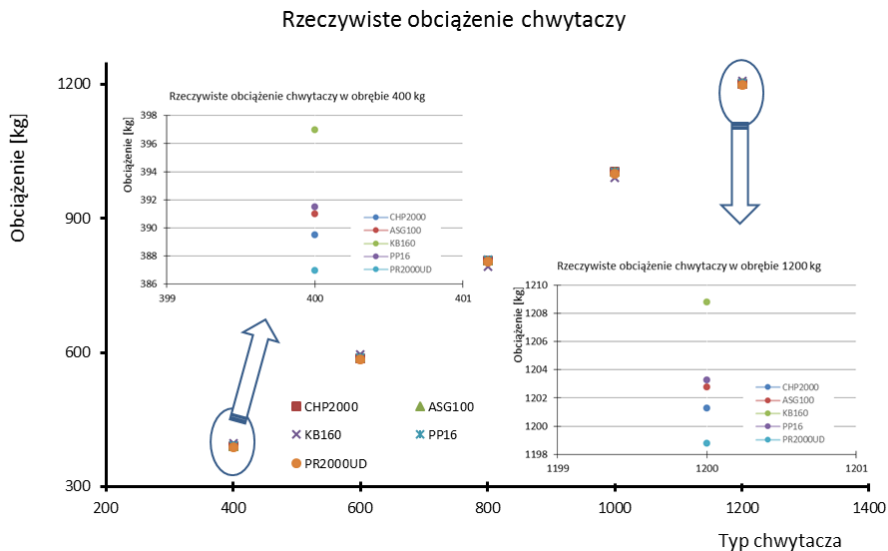
Typ chwytacza	Masa zespołu chwytacza [kg]	Masa ramy nośnej z chwytaczami [kg]	Ilość wkładów testowych 19,8 kg/ próbę				
			400 kg	600 kg	800 kg	1000 kg	1200 kg
CHP2000	28,5	191,5	10	20	31	41	51
ASG100	30	193	10	20	31	41	51
KB160	36	199	10	20	30	40	51
PP16	30,5	193,5	10	20	31	41	51
PR2000UD	26	189	10	20	31	41	51

W tabeli 4.3 zestawiono zależności między rzeczywistymi masami obciążającymi chwytacze w czasie wykonywania eksperymentu, a wartościami teoretycznymi, do których próbowano dopasować wartości obciążenia testowego.

Tabela 4.3. Zestawienie różnic masowych w badanych obiektach rzeczywistych w odniesieniu do wartości teoretycznych

Typ chwytacza	Waga obciążenia testowego [kg]	400 kg	600 kg	800 kg	1000 kg	1200 kg
	Masa ramy nośnej z chwytaczami [kg]					
CHP2000	191,5	389,5	587,5	805,3	1003,5	1201,3
ASG100	193	391	589	806,5	1004,8	1202,8
KB160	199	397	595	793	991	1208,8
PP16	193,5	391,5	589,5	807,5	1005,3	1203,3
PR2000UD	189	387	585	802,8	1000,8	1198,8

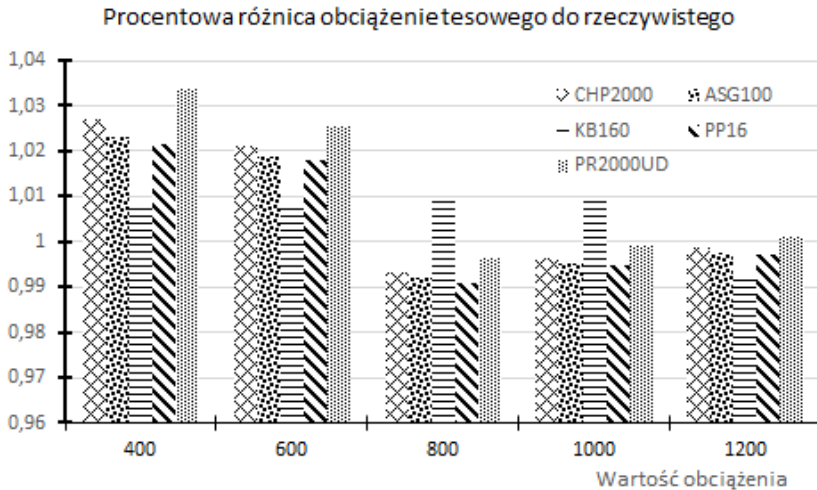
Na podstawie tabeli 4.3, na rysunku 4.2 zobrazowano różnice w wartościach mas obciążających chwytacze w czasie badań.



Rys. 4.2. Zestawienie mas obciążających chwytacze w czasie testów

W związku z tym, że do badań użyto obciążenia testowego o masie 19,8 kg (jeden element), a rama nośna wykonana była z profili zimnogiętych jako konstrukcja skręcana, która ważyła 163 kg, zabudowa chwytacza różnej konstrukcji powodowała odchyłkę obciążenia chwytaczy w czasie badań

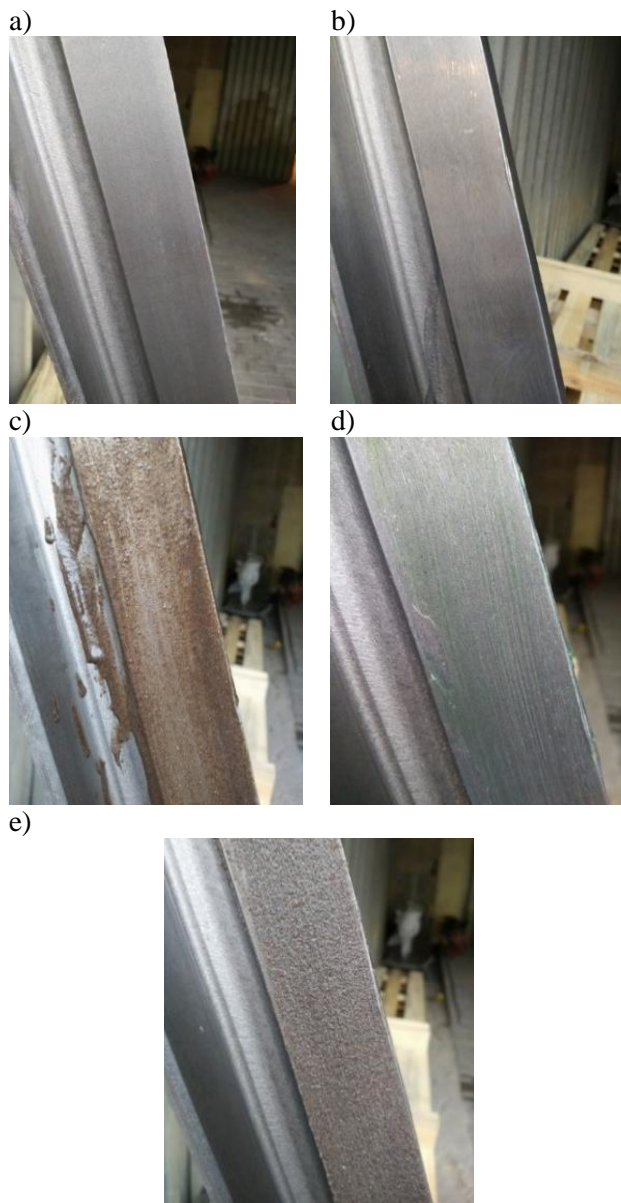
eksperymentalnych w stosunku do przyjętych wartości obciążeń. Ponieważ, wszystkie wartości procentowej różnicy obciążenia w stosunku do wartości przyjętej wynosiła około 1% (rys. 4.3), różnice te w dalszych analizach zostały pominięte.



Rys. 4.3. Procentowe wartości różnic obciążenia wynikające z konstrukcji chwytaczy w stosunku do przyjętych wartości 400, 600, 800, 1000 i 1200 kg

Badania wykonano w zmiennych warunkach eksploatacyjnych, tzn. z różnym stanem powierzchni prowadnic, po których poruszał się badany układ. Stan powierzchni roboczych prowadnic zaprezentowanych na rysunku 4.4 opisany został poniżej:

- bez smarowania – powierzchnia sucha S, rys. 4.4a,
- smarowanie olejem – powierzchnia olejona OL, rys. 4.4b,
- smarowanie mieszanką O50B, rys. 4.4c,
- powierzchnia smarowana smarem stałym SM, rys. 4.4d,
- smarowanie mieszanką S50B, rys. 4.4e



Rys. 4.4. Przykład użytych prowadnic dźwigowych do eksperymentu: a) – prowadnica sucha, b) – prowadnica z olejem mineralnym, c) – prowadnica z mieszanką oleju z piaskiem kwarcowym O50B, d) – prowadnica ze smarem stałym, e) – prowadnica z mieszanką smaru stałego z kwarcowym S50B

Jako środki zaburzające pracę chwytnicy, użyto środki smarne, których charakterystyki zawarto w tabeli 4.4.

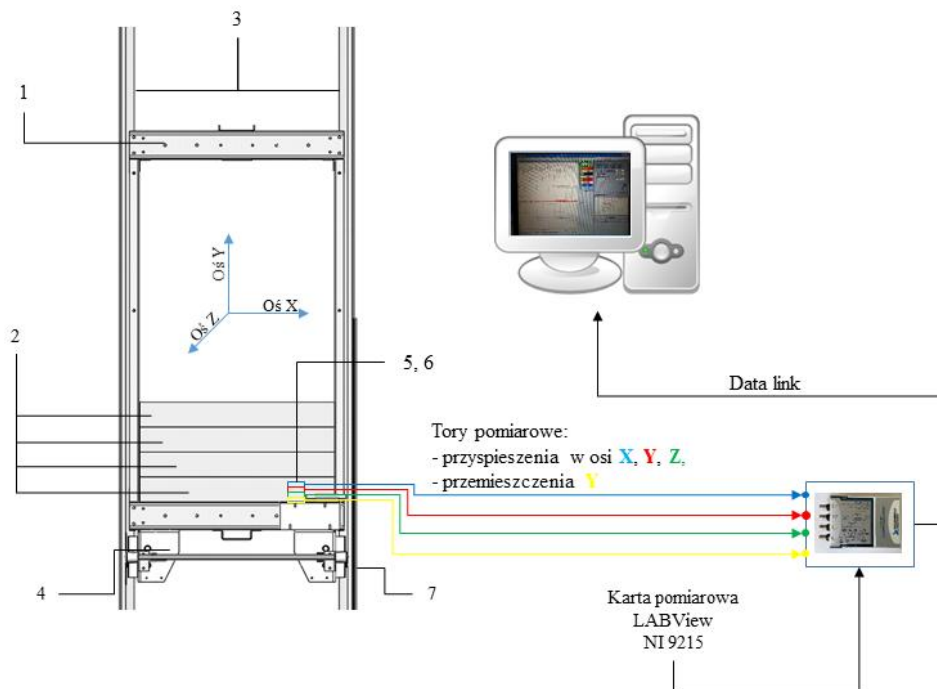
Tabela 4.4. Charakterystyka środków smarnych [17, 18]

OLEJ Renolin B20	
Stan skupienia	ciecz
Kolor	brązowy
Lepkość kinematyczna, cSt	68
Gęstość względna w 15°C, g/cm ³	0,88
Temperatura zapłonu °C	218
SMAR ŁT 43	
Stan skupienia	Ciało stałe
Kolor	Zielony
Lepkość kinematyczna, cSt	90
Gęstość względna w 15°C, g/cm ³	1
Temperatura zapłonu °C	200

W celu uzyskania stanów pośrednich w postaci zabrudzeń pojawiających się na prowadnicach, do środków smarnych opisanych powyżej użyto jako wypełniacza piasku kwarcowego w postaci pyłu, który zmieszano z poszczególnymi środkami smarnymi w proporcji 50%. Tak uzyskanie mieszaniny oznaczono odpowiednio O50B oraz S50B.

4.3. Stanowisko badawcze

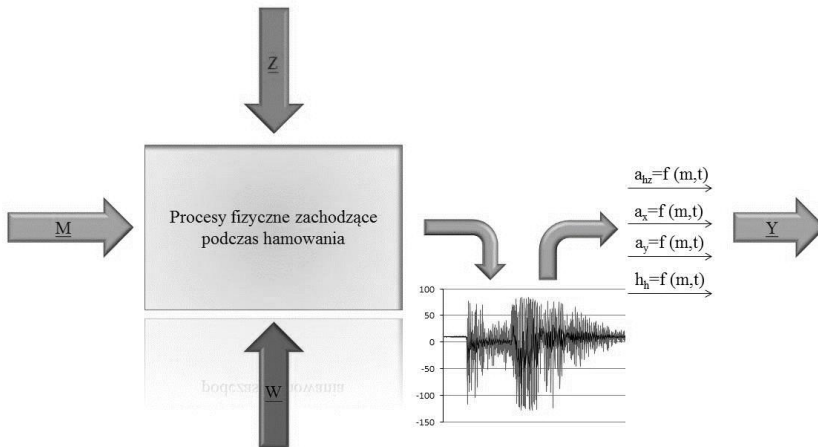
Badania realizowano na stanowisku badawczym, którego schemat funkcjonalny przedstawiono na rysunku 4.5. System pomiarowy wyposażony został w cztery tory pomiarowe, trzy tory opóźnienia i jeden tor pomiaru prędkości spadku swobodnego. Wszystkie tory zostały podłączone do czterokanałowej karty pomiarowej LABVIEW 9215 firmy National Instruments. Do pomiarów opóźnienia użyty został trójosiowy akcelerometr Pololu firmy Robotics and Electronics mierzący wartość opóźnienia w zakresie +/- 15g. Do pomiaru prędkości spadku swobodnego użyto czujnik optyczny typu CFR-22 firmy Sensor z wyskalowaną co 10 mm czarno-białą taśmą. Do akwizycji danych użyto komputer klasy PC wykorzystujący oprogramowanie napisane do celów niniejszej pracy w środowisku LabView oraz gotowe procedury zawarte w programie Excel.



Rys. 4.5. Schemat stanowiska badawczego: 1 – rama nośna, 2 – obciążenie testowe, 3 – przewodnice, 4 – korpus chwytacza, 5 – czujnik optyczny, 6 – akcelerometr, 7 – listwa czujnika optycznego, karta pomiarowa LABVIEW 9215, komputer PC

4.4. Plan badań, metodyka badań

W przeprowadzonych badaniach chwytaczy poślizgowych wielkością wejściową było obciążenie testowe (wektor wejścia – M), a wielkościami obserwowanymi w funkcji czasu były: opóźnienie w osi spadku swobodnego Y – a_y , opóźnienie w osi prostopadłej do osi spadku swobodnego X – a_x , opóźnienie w osi w osi prostopadłej do osi spadku swobodnego Z – a_z oraz droga hamowania h_h (elementy wektora wyjściowego \underline{Y}). Uwzględniono również wektor warunków eksploatacyjnych \underline{W} , w postaci różnego rodzaju stanu powierzchni przewodnicy jak również wektor zakłóceń \underline{Z} poprzez analizę zmienności parametrów wyjścia badanych obiektów \underline{Y} . Charakterystykę ogólną obiektu badań przedstawiono na rysunku 4.6.

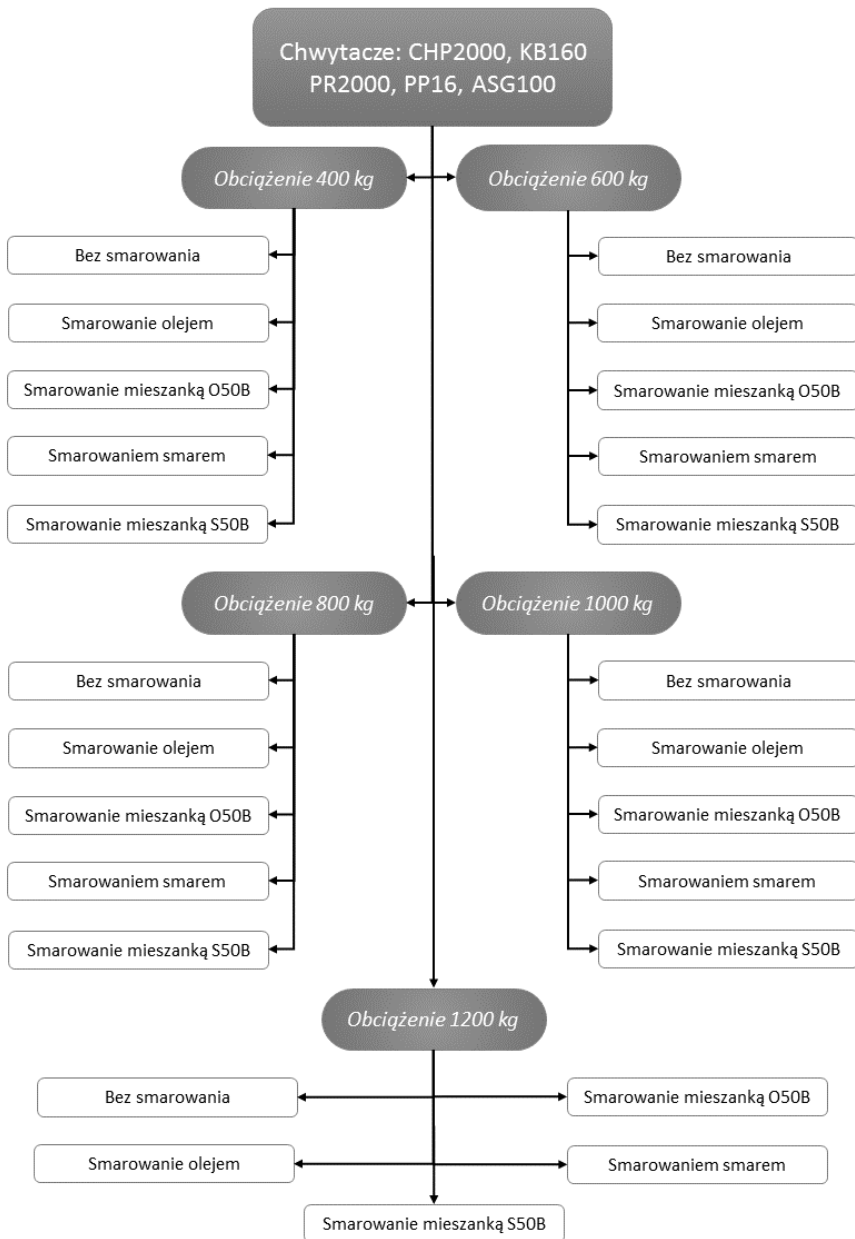


Rys. 4.6. Charakterystyka ogólna obiektu badań przygotowana pod kątem planu i metodyki badań

Przedstawiona na rysunku 4.6 ogólna charakterystyka obiektu badań pozwoliła na opracowanie szczegółowego planu badań, którego schemat zaprezentowano na rysunku 4.7.

Na podstawie tak przygotowanego planu badań, wykonano łącznie 125 rejestracji hamowania, których charakterystyki poddano dalszej analizie. Badania eksperymentalne zostały przeprowadzane na stanowisku stanowiącym spawaną konstrukcję w postaci szybu windowego (rysunek 4.8), wewnątrz której zamontowane były prowadnice dźwigowe typu 90/A. Prowadnice wyznaczały tor jazdy ramy testowej, wewnątrz której umieszczane było obciążenie o zmiennej masie zgodnie z planem badań. Rama testowa wykonana została jako konstrukcja skręcana z giętych elementów stalowych, zgodnie z obowiązującymi trendami produkcyjnymi. Chwytnice zabudowane były w korpusach (rysunek 4.1) w taki sposób, że ich wymiana nie zmieniała warunków pracy badanego układu. Rama testowa była sprzężona z linią współpracującą z ogranicznikiem prędkości, który był umieszczony w górnej części stanowiska oraz obciążką, która była umieszczona w dolnej części stanowiska badawczego. W czasie eksperymentu ogranicznik prędkości i obciążka spełniały zadanie urządzenia nadzorującego prędkość ramy testowej w czasie spadku swobodnego. Podnoszenie ramy testowej wyposażonej w chwytacze obciążonej właściwą masą (zgodną z planem) było realizowane poprzez podnośnik łańcuchowy na wysokość zapewniającą uzyskanie długości hamowania nie kolidującej z dnem podszybia. Uzyskanie spadku swobodnego możliwe było dzięki opracowanemu

do celów eksperymentu zwalnikowi mechanicznemu, który był zamocowany pomiędzy ramą testową, a zblochem podnośnika łańcuchowego.



Rys. 4.7. Plan badań eksperymentalnych dla badanych chwytaczy

Aparatura pomiarowa uruchamiana była każdorazowo dwie sekundy przed zwolnieniem zwalniaka. Kolejne próby przeprowadzane były na wysokościach zapewniających hamowanie w części przewodnicy, w której jej powierzchnia robocza była nienaruszona poprzednimi próbami. Przed wykonaniem kolejnych prób na powierzchnię przewodnic była наносzona odpowiednia, zgodnie z planem mieszanka smarna. Po wykonaniu wszystkich prób dla badanego chwytacza, korpus był demontowany, a w jego miejsce był montowany kolejny z kolejnym typem chwytacza.



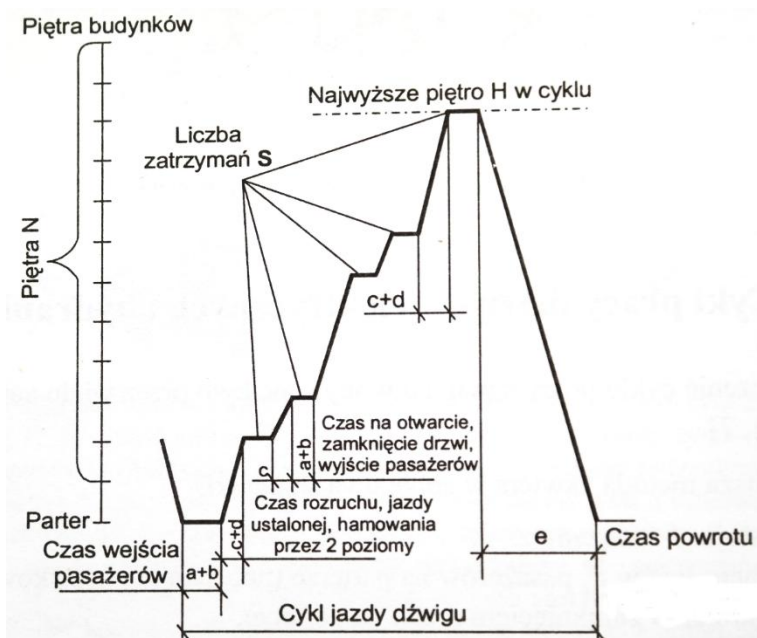
Rys. 4.8. Stanowisko do wykonywania testów metodą spadku swobodnego (opracowanie własne)

Przewodnice po przeprowadzeniu eksperymentu dla badanego chwytacza były wymieniane na nowe w celu uzyskania powtarzalnego wymiaru części roboczej przewodnicy, na której następowała współpraca elementów roboczych chwytacza (rolki i płytek oporowych) i wyeliminowania tym samym niepożądanych skutków w postaci zbyt długiej drogi hamownia.

5. Proces hamownia chwytnicy

5.1. Cykl pracy dźwigu

W celu lepszego zrozumienia procesu awaryjnego hamowania dźwigu, na wstępie krótko scharakteryzowano drogę przejazdu dźwigu w warunkach normalnego użytkowania. Wyznaczenie charakterystyki pracy dźwigu ciernego dokonywane było przez wielu autorów min. [1, 6, 24]. Najbardziej efektywna metoda wyznaczenia charakterystyki pracy dźwigu oparta jest o pięcioskładnikowy wykres przedstawiony na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Cykl pracy dźwigu ekлекtycznego [24]

Głównymi składnikami przedstawionej charakterystyki są [24]:

- a – czas otwarcia drzwi,
- b – czas wejścia/wyjścia pasażerów do kabiny dźwigu,
- c – czas rozruchu, jazdy ustalonej, hamowania oraz dojazdu do przystanku,
- d – czas jazdy przez pozostałe piętra z prędkością nominalną z przystanku na wyższe kondygnacje,
- e – czas na szybki powrót z najwyższego przystanku na parter.

Analizując zatem charakterystykę przedstawioną na rysunku 5.1, awaryjne hamowanie może nastąpić na odcinkach oznaczonych jako „c+d” oraz „e”.

Warunkiem koniecznym do zaistnienia awaryjnego hamowania jest spełnienie nierówności (5.1).

$$n_{kr} \geq 1.3 \cdot n \quad (5.1)$$

gdzie:

n_{kr} – prędkość krytyczna kabiny dźwigu [m/min]

n – prędkość nominalna [m/min]

Jako prędkość krytyczna przedstawiona w zależności empirycznej (5.1) rozumiana jest prędkość powyżej której następuje uruchomienie zespołu chwytaczy. Wartość prędkości, przy której uruchamiane są chwytacze jest skorelowana co do wartości z prędkością obrotową ogranicznika prędkości i wynosi 1,3 prędkości nominalnej, tzn. że po przekroczeniu prędkości nominalnej o 30%, ogranicznik prędkości zostaje zablokowany i zostają uruchomione chwytacze. Do rozpatrzenia procesu awaryjnego hamowania dźwigu można posłużyć się dwoma metodami oceny. Jedna metoda uwzględnia działanie sił zewnętrznych, druga metoda uwzględnia siły wynikające z geometrii chwytacza.

5.2. Matematyczny model hamowania chwytaczy

Schematyczny układ dźwigu przedstawiony na rysunku 5.2 przedstawia zmienne działające na dźwig w czasie awaryjnego hamowania. Jak opisano w poprzednim podrozdziale awaryjne hamowanie może nastąpić tylko w przypadku jazdy kabiny w kierunku do dołu. Analizując zapisy normy [41], wartość siły hamowania w przypadku chwytaczy progresywnych powinna wynosić 16-krotność wartości obciążenia chwytaczy. Jednak współczynnik 16 nie uwzględnia różnych warunków eksploatacyjnych, a jedynie wielokrotnia wartość siły hamującej.



Rys. 5.2. Zmienne działające w czasie hamowania awaryjnego [19]

Biorąc pod uwagę powyższe oraz zagadnienia z mechaniki wiemy, że w czasie spadku swobodnego na układ, na który działają siły zewnętrzne część pracy wykonanej przez badany układ zamieniana jest na energię przekazaną układowi. Powyższe stwierdzenie jest zatem tożsame z zależnością matematyczną (5.2).

$$L = E \quad (5.2)$$

gdzie:

L – praca wykonana przez badany układ

E – energia uzyskana z zamiany pracy

Aby rozwiązać powyższe równanie na wstępie należy rozważyć w jaki sposób zdefiniowana jest praca i energia w czasie spadku swobodnego. Praca L wykonywana przez badany układ jest iloczynem siły oraz drogi hamowania (przy założeniu stałej wartości siły) i została opisana zależnością (5.3):

$$L = F_h \cdot h_2 \quad (5.3)$$

gdzie:

F_h – siła hamowania [N]

h_2 – efektywna droga hamowania [mm]

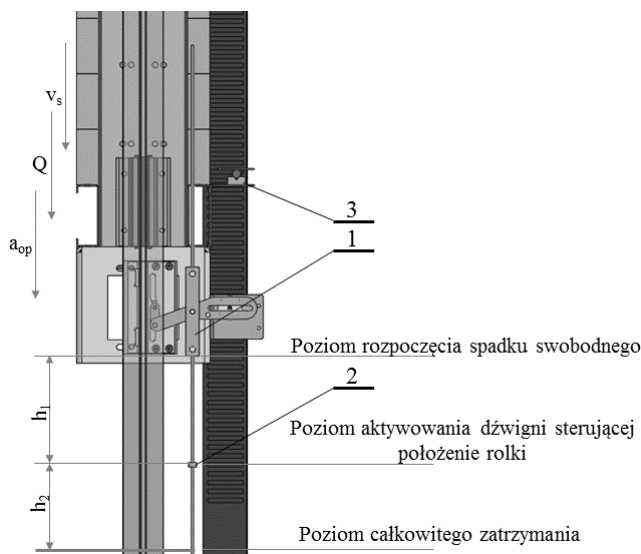
Całkowita zmiana energii potencjalnej jest opisana zależnością (5.4):

$$E = m \cdot g \cdot (h_1 + h_2) \quad (5.4)$$

gdzie:

h_1 – droga spadku swobodnego od momentu wyzwolenia chwytaczy do momentu aktywowania dźwigni sterującej położenie rolki [mm]

Na rysunku 5.3 zaprezentowano schematycznie interpretację drogi spadku swobodnego oraz efektywnej drogi hamowania.



Rys. 5.3. Schemat hamowania z uwzględnieniem drogi spadku swobodnego od momentu wyzwolenia chwytaczy do momentu całkowitego zatrzymania: 1 – dźwignia linki ogranicznika prędkości, 2 – zacisk liny, 3 – czujniki pomiarowe

Pracę jaką będzie wykonywał chwytacz w badanym układzie można opisać zależnością (5.5):

$$L = F_h \cdot h_2 = m \cdot g \cdot h_2 + m \cdot a \cdot h_2 \quad (5.5)$$

Porównując równania (5.4) oraz (5.5) stronami otrzymujemy równanie (5.6):

$$m \cdot g \cdot (h_1 + h_2) = m \cdot g \cdot h_2 + m \cdot a \cdot h_2 \quad (5.6)$$

gdzie:

a – opóźnienie hamowania [m/s^2]

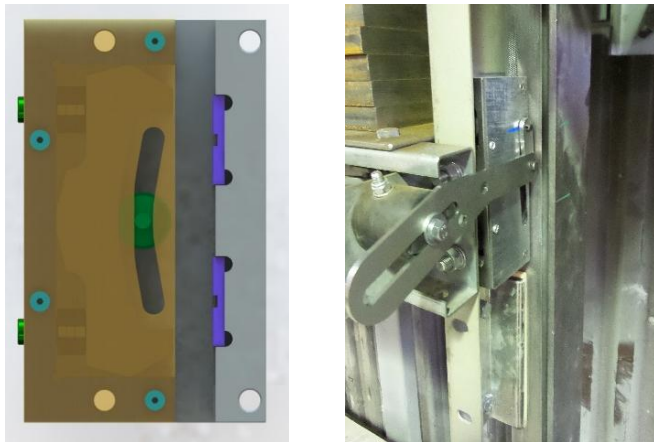
Obliczając z równania (5.6) opóźnienie hamowania a , otrzymujemy model matematyczny hamowania dźwigu opisany równaniem (5.7) uwzględniający wartość przyspieszenia ziemskiego odnoszący się do normy [41]:

$$a = \left(\frac{h_1 + h_2}{h_2} - 1 \right) g \quad (5.7)$$

Tak opisany model matematyczny opóźnienia hamowania, może służyć do wstępnej walidacji otrzymanych wyników hamowania chwytacza.

Celem opracowania nowej konstrukcji było zmniejszenie ilości nastaw wykorzystujących tą samą konfigurację elementów podatnych w chwytaczu. Innymi słowy, nowa konstrukcja chwytacza z założenia powinna być bardziej uniwersalna niż dotychczasowe rozwiązania pod kątem zakresów obciążeń. W celu wykonania badań laboratoryjnych opracowano model przestrzenny chwytacza CHP2000 wykorzystując do tego pakiet SOLIDWorks. Na rysunku 5.4 przedstawiono opracowany model chwytacza wraz z wykonanym modelem rzeczywistym zabudowanym w ramie testowej. W niniejszym rozdziale zaprezentowano matematyczny model hamowania prezentowanego chwytacza wraz z symulacją hamowania opracowaną w pakiecie Matlab Simulink.

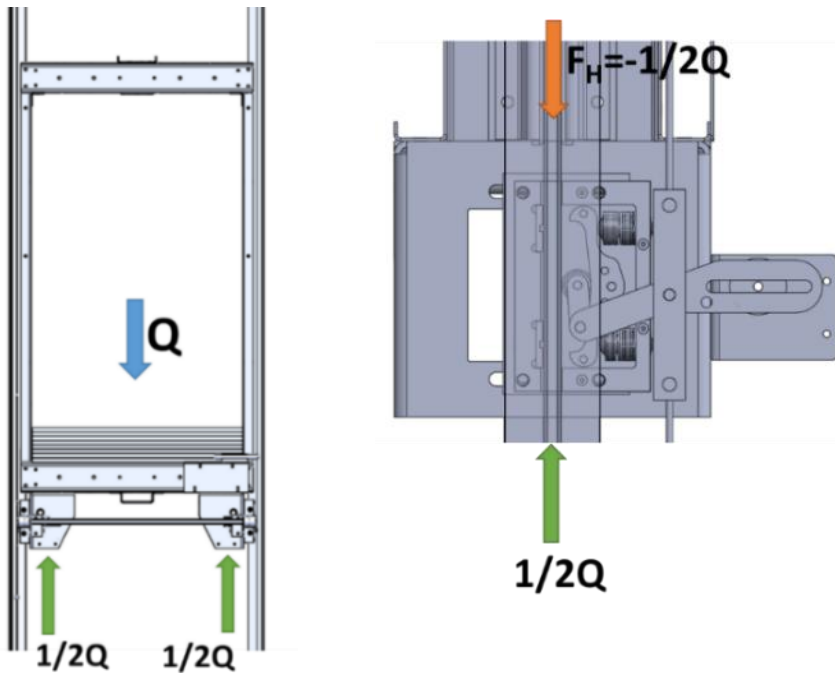
Działnie chwytaczy wykorzystuje zagadnienia związane z tribologią. W zakresie tribologii wchodzi badania nad tarciem, zużyciem oraz smarowaniem zespołów ruchowych w celu poznania tych procesów i umożliwienia racjonalnego sterowania nimi.



Rys. 5.4. Opracowany model 3D chwytacza typu CHP2000 (rys. lewy) oraz zabudowany chwytacz w ramie nośnej (rys. prawy), (opracowanie własne)

W związku z powyższym tribologia jest fundamentalną wiedzą dla konstrukcji i eksploatacji ruchowych węzłów maszyn takich jak: łożyska, prowadnice ślizgowe, przekładnie, sprzęgła, hamulce itp., ze względu na ich

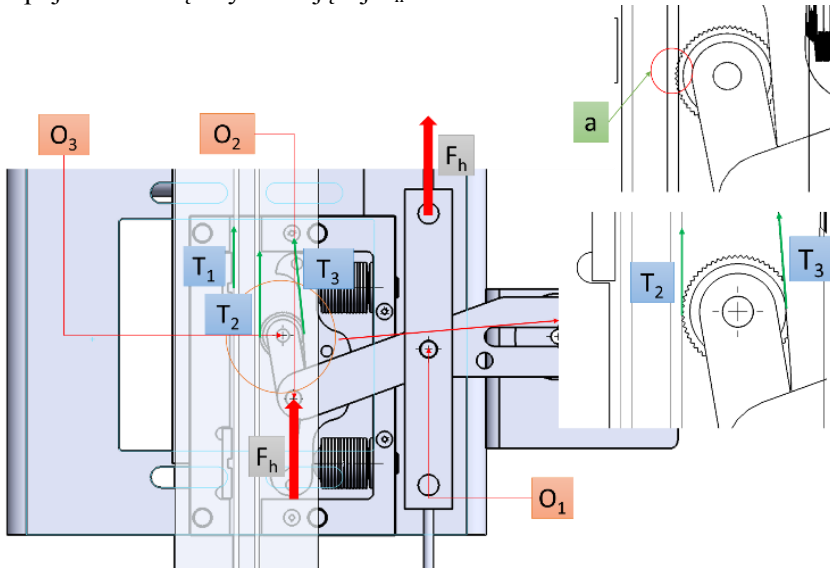
sprawność, niezawodność oraz trwałość. W technice często spotykane jest słowo „tribomechanika”, które określa praktyczne wykorzystanie tribologii [27]. Tak też jest w przypadku chwytaczy poślizgowych, podczas pracy których zagadnienia tribologii wykorzystywane są do modelowania procesów hamowania. Ogólny schemat symulacyjny obciążenia zaprezentowano na rysunku 5.5, a rozkład głównych sił tarcia wynikających z procesu hamowania pod zadaniem obciążeniem chwytacza można zdefiniować za pomocą składowych przedstawionych na rysunku 5.6. Zaprezentowany na rysunku 5.6 układ sił tarcia wynika ze współpracy głównych podzespołów ruchomych w chwytaczu takich jak: rolka hamująca, krzywka oraz prowadnica.



Rys. 5.5. Rozkład obciążenia modelu w czasie eksperymentu: w ramie testowej (rys. lewy) oraz zabudowany chwytacz w ramie nośnej (rys. prawy), (opracowanie własne)

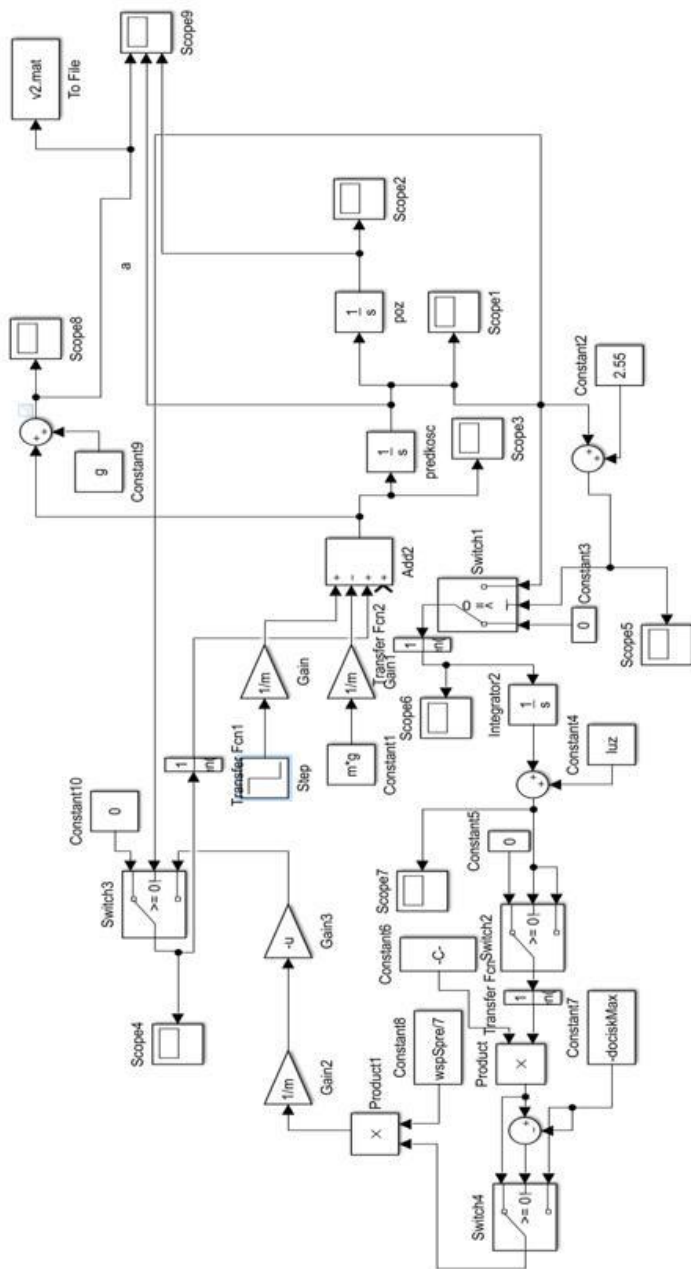
Siła tarcia T_1 jest siłą wynikającą ze współpracy kostki oporowej chwytacza z prowadnicą na skutek sprężystego odkształcenia prowadnicy pod działaniem składowej siły hamowania będącej reakcją sprężyn talerzowych. W tym przypadku siła tarcia jest siłą „skrawania” powierzchni kostki oporowej o powierzchnię prowadnicy. Siła T_2 jest siłą tarcia wynikającą ze współpracy rolki hamującej chwytacza z powierzchnią prowadnicy. Przy współpracy tej pary kinematycznej następuje proces nagniatania powierzchni prowadnicy powierzchnią radełkowaną rolki, szczegól „a”. Siła tarcia T_3 bierze udział we współ-

pracy podzespołów to siła tarcia rolki hamującej o powierzchnię krzyki, po której prowadzona jest rolka. Przy tej współpracy następują tarcie toczone na skutek przemieszczenia dźwigni sterującej położeniem rolki w chwytaczu na skutek pojawienia się siły hamującej F_h .



Rys. 5.6. Rozkład głównych sił tarcia w chwytaczu podczas hamowania, (opracowanie własne)

Z uwagi na udarowościowy charakter działania chwytacza w procesie nagłego hamowania, tarcie pojawiające się między częściami obrotowymi w chwytaczu O_1 , O_2 oraz O_3 w tribologicznej analizie procesu hamowania można pominąć. Przedstawiony w podrozdziale 5.2 model hamowania posłużył do opracowania numerycznego modelu w pakiecie Matlab Simulink, który został przedstawiony na rysunku 5.7.

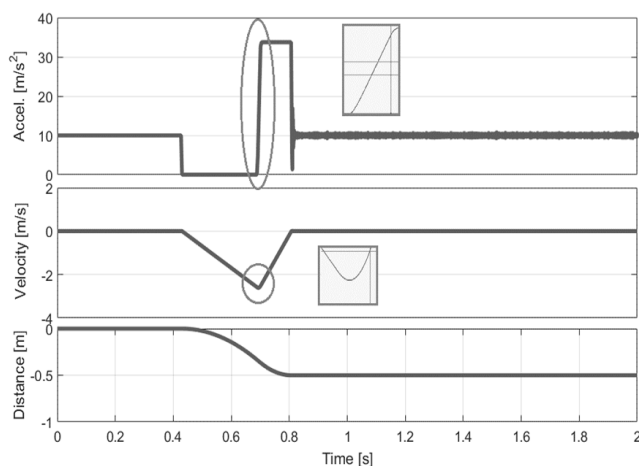


Rys. 5.7. Schemat blokowy procesu hamowania chwytacza CHP2000 (opracowanie własne)

Proces symulacji hamowania można podzielić na 7 etapów:

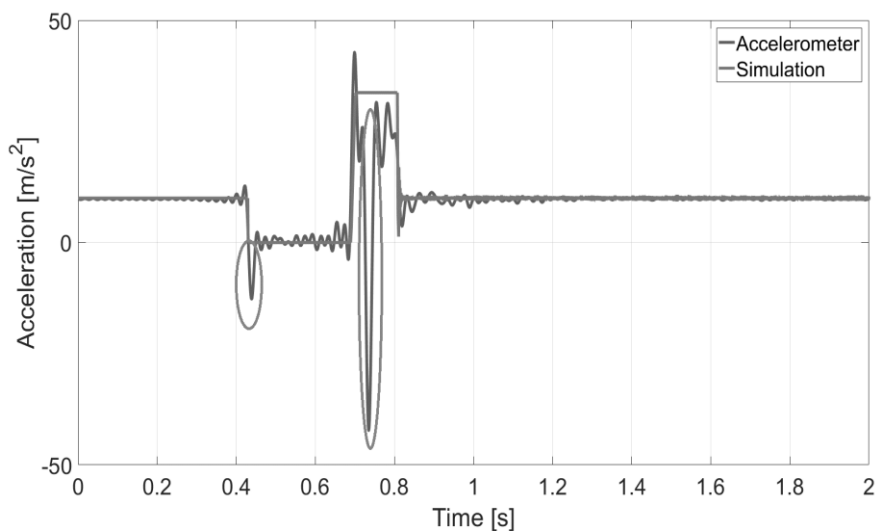
- etap I – winda znajduje się w stanie spoczynku, reakcja w linie równa się sile ciężkości,
- etap II – winda znajduje się w stanie spadku swobodnego, uzyskuje się to poprzez ideowe przecięcie liny,
- etap III – przekroczenie maksymalnej prędkości; mechanizm chwytnicy po przekroczeniu prędkości nominalnej o 0,3 m/s zostaje załączony, powoduje to przemieszczenie rolki chwytnicy,
- etap IV – ruch rolki chwytnicy będący w stanie luzu; aby winda nie hamowała w normalnej fazie eksploatacji,
- etap V – rozpoczęcie występowania składowej normalnej do kierunku ruchu, powodującej wystąpienie siły tarcia, po skasowaniu luzów konstrukcyjnych, mechanizm chwytnicy w funkcji przemieszczenia windy oddziałuje na sprężyny talerzowe, dzięki czemu rośnie siła tarcia, czyli opóźnienie hamowania,
- etap VI – maksymalne zaciśnięcie sprężyn talerzowych po osiągnięciu maksymalnego ścisku sprężyn,
- etap VII – zatrzymanie windy.

Na podstawie opracowanego modelu wyznaczono teoretyczne charakterystyki opóźnienia, prędkości oraz przemieszczenia spadku swobodnego, co przedstawiono na rysunku 5.8. Ważną właściwością chwytnicy dźwigowych jest proces dyssypacji energii. Proces ten ma na celu przebiegać w taki sposób, aby odczucia pasażerów były jak najmniej dotkliwe. Wiąże się to z uzyskaniem rosnącej siły tarcia, która powoduje rosnące opóźnienie ruchu. Dynamika hamowania powoduje że przebieg wygląda na skokowy, jednak w dużym przybliżeniu widać, że proces ten jest procesem przejściowym w krótkim odstępie czasu, co pokazano na rysunku 5.8.



Rys. 5.8. Teoretyczne charakterystyki przyspieszenia, prędkości oraz przemieszczenia hamowania chwytacza CHP2000 (opracowanie własne)

Na rysunku 5.9 przedstawiono charakterystykę hamowania poddaną filtrowaniu filtrem dolnoprzepustowym o wartości 50 Hz (accelerometr) oraz charakterystykę teoretyczną uzyskaną na drodze symulacji (simulation).



Rys. 5.9. Porównanie charakterystyki opóźnienia rzeczywistej po filtrowaniu sygnału filtrem dolnoprzepustowym 50Hz oraz charakterystyki wyznaczonej z modelu numerycznego chwytacza CHP2000 (opracowanie własne)

Interpretując przedstawione przebiegi można zauważyć że przebieg otrzymany na drodze symulacji na podstawie opracowanego modelu odwzorowuje teoretyczny proces hamowania windy. Fluktuacje opóźnienia hamowania otrzymane w czasie eksperymentu były wynikiem dwóch przyczyn: małej sztywności konstrukcyjnej ramy testowej (szeroko stosowany down sizing konstrukcji w przemyśle) oraz rozwarstwiania się płyt obciążających badany układ, co w trakcie badań powodowało uderzenia luźnych płyt o siebie. Uderzenia te spowodowały składowe oznaczone kółkami na rysunku 5.9.

6. Badania chwytaczy w różnych warunkach eksploatacyjnych

Pierwszym etapem badań laboratoryjnych było określenie wysokości spadku swobodnego h_1 dla wszystkich prób uwzględniających obciążenie oraz prędkość wyzwolenia układu hamującego. W tym celu posłużono się zależnością matematyczną wykorzystującą zasady zachowania energii (z pominięciem strat na tarcie):

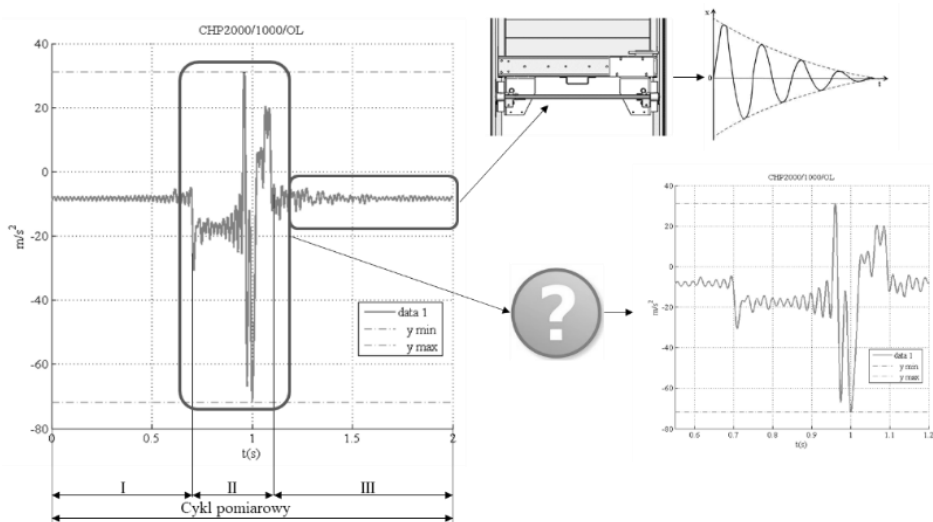
$$h_1 = \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (6.1)$$

Założono że zaproponowana konstrukcja chwytacza będzie dedykowana dla maksymalnej prędkości nominalnej v wynoszącej 1.6 m/s. Dla takiej wartości prędkości wysokość spadku swobodnego została oszacowana na poziomie 125 mm. W celu sprawdzenia na stanowisku laboratoryjnym czy zaproponowane rozwiązanie chwytacza nie ulegnie trwałym odkształceniom, wysokość spadku swobodnego zwiększono dwukrotnie do wartości 250 mm.

W idealnych warunkach eksploatacyjnych opóźnienie hamowania powinno się zawierać między 0.2, a $1g$, co opisuje nierówność (6.2) [20]:

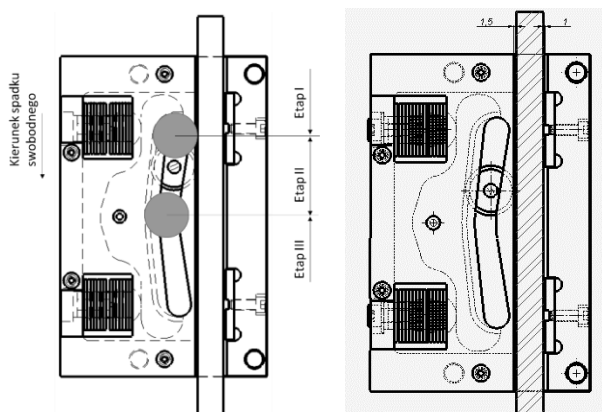
$$0.2 \cdot g \leq a \leq 1 \cdot g \quad (6.2)$$

Jak opisano w podrozdziale 6.4 rejestracji poddano wartości opóźnień w trzech osiach. Z idealnego punktu widzenia procesu hamowania, tzn. kiedy obciążenie układu jest położone w środku osi symetrii prowadnic, wartość opóźnienia byłaby tylko w kierunku pionowym Y. Niedokładności prowadzenia badanych układów w postaci luzów między powierzchnią prowadnicy, a prowadnikami ślizgowymi oraz niesymetryczności obciążenia badanych układów doprowadziły do pojawienia się składowych opóźnień w osiach X oraz Z. Cykl pomiarowy opóźnienia dla każdego przypadku był rejestrowany w oparciu o sporządzoną aparaturę. Otrzymane charakterystyki można zatem podzielić na trzy etapy procesu, co zostało zaprezentowane na rysunku 6.1. Etap I – był etapem spadku swobodnego od momentu wyzwolenia układu do momentu zmiany położenia dźwigi sterującej położeniem rolki w chwytaczu. We wszystkich cyklach pomiarowych ten etap miał zbliżoną długość z uwagi na przyjętą wysokość spadku swobodnego h_1 . Etap II – był etapem procesu hamowania, czyli zmiany położenia rolki hamującej względem powierzchni prowadnicy. Z uwagi na różną konstrukcję badanych chwytaczy, etap ten miał różną długość w czasie. Etap III – był etapem samoczynnego tłumienia drgań wzbudzonej konstrukcji ramy po zakończeniu procesu hamowania. Etap I oraz III – nie był analizowany w mniejszej pracy. Można zatem powiedzieć że cykl pomiarowy składał się z tylko z etapu II.



Rys. 6.1. Podział cyklu pomiarowego otrzymanej charakterystyki hamowania

Odnosząc cykl pomiarowy do konstrukcji chwytacza, na rysunku 6.2 pokazano umiejscowienie etapów hamowania w odniesieniu do zmiany położenia rolki hamującej w chwytaczu. Rysunek 6.2 przedstawia konstrukcję chwytacza typu CHP2000 wraz z położeniem elementów hamujących: rolki oraz płytki oporowej w stosunku do powierzchni prowadnicy na przykładzie chwytacza typu CHP2000. Standardowe położenie rolki w pozycji środkowej było ustawione na poziomie 1,5 mm, a odległość powierzchni prowadnicy od powierzchni płytki oporowej była ustawiona na poziomie 1 mm.

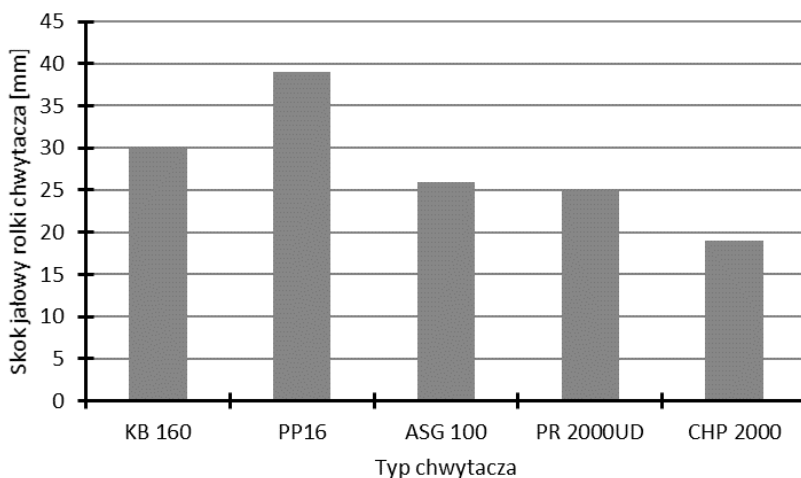


Rys. 6.2. Zależność otrzymanej charakterystyki (etapów) hamowania w osi Y wraz ze zmianą położenia rolki chwytacza CHP2000 (rys. lewy) oraz położenie elementów hamujących w chwytaczu względem powierzchni prowadnicy (rys. prawy)

Dla pozostałych typów chwytaczy położenie elementów hamujących względem powierzchni prowadnicy były na podobnym poziomie.

6.1. Konstrukcja chwytacza – skok rolki hamującej

Istotną różnicą w konstrukcji chwytaczy jaka istnieje z punktu widzenia kinematyki jest różna wartość skoku jałowego rolki hamującej. W wyniku przeprowadzonych analiz stwierdzono, że zmienny jałowy skok rolki hamującej ma wpływ na wartość długości spadku swobodnego od momentu rozpoczęcia spadku swobodnego do momentu rozpoczęcia zmiany położenia dźwigni sterującej położeniem rolki w korpusie chwytacza. Na rysunku 6.3 zobrazowano wpływ konstrukcji chwytacza na skok jałowy rolki.



Rys. 6.3. Skok jałowy rolki chwytaczy zastosowanych w badaniach

W wykorzystanych do badań chwytaczach można zauważyć, że chwytacz typu PP16 posiada większą drogę skoku niż przewidują to zapisy normy [41], która definiuje tę wartość na poziomie 0.3 m. W związku z tym, droga hamowania tego typu chwytaczy była dłuższa. Skok jałowy rolki w pozostałych typach chwytaczy był poniżej wymaganej wartości, a w przypadku chwytacza typu CHP2000 jest najmniejszy na poziomie 0.19 m. Najmniejszy skok jałowy rolki był zatem pożądaną wartością z uwagi na zmniejszenie drogi spadku swobodnego.

6.2. Analiza wyników eksperymentalnych hamowania

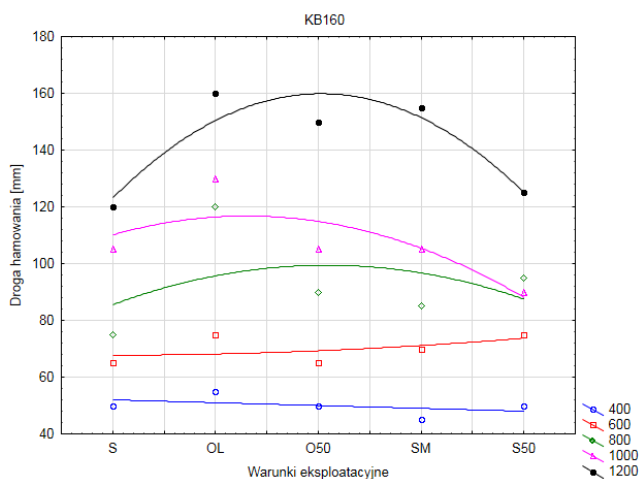
W poniższych tabelach zebrane zostały wyniki badań eksperymentalnych zależności efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia. Efektywna droga hamowania była obliczona jako różnica całkowitej

drogi hamowania pomniejszona o drogę spadku swobodnego od momentu wyzwolenia chwytaczy do momentu aktywowania dźwigni sterującej położenie rolki, co opisane zostało w podrozdziale 5.2. Zawarte w tabelach oznaczenia, opisują odpowiednio stan prowadnic w czasie wykonywania eksperymentu: S – prowadnica sucha, OL – prowadnica smarowana olejem mineralnym, O50 – prowadnica smarowana mieszanką oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym, SM - prowadnica smarowana smarem, S50 – prowadnica smarowana mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym.

Analizując charakterystyki pokazane na rysunku 6.4 dla chwytaczy typu KB160 można stwierdzić, że dla obciążenia 400 kg charakterystyka jest płaska co świadczy o tym, że w dolnych zakresach obciążeń chwytacze tego typu działają w sposób bardziej natychmiastowy niż progresywny.

Tabela 6.1. Zależność efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia dla chwytaczy typu KB160

	Chwytnacz typu KB160				
Warunki	S	OL	O50	SM	S50
Obciążenie [kg]	400				
Droga hamowania [mm]	50	55	50	45	50
Obciążenie [kg]	600				
Droga hamowania [mm]	65	75	65	70	75
Obciążenie [kg]	800				
Droga hamowania [mm]	75	105	90	85	95
Obciążenie [kg]	1000				
Droga hamowania [mm]	105	130	105	105	90
Obciążenie [kg]	1200				
Droga hamowania [mm]	120	160	150	155	125



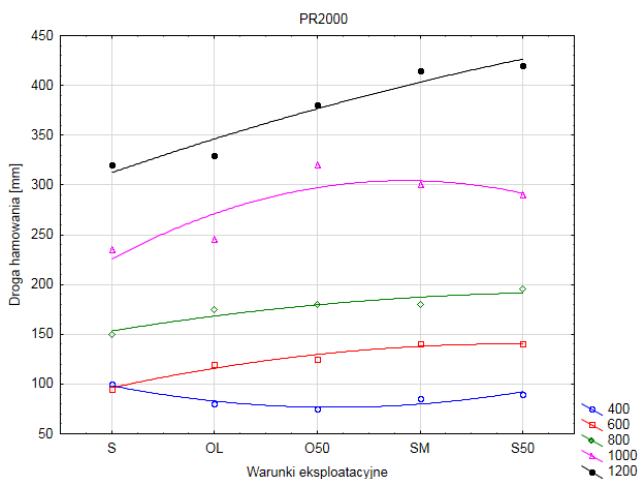
Rys. 6.4. Wpływ zmiennego obciążenia na wielkość drogi hamowania chwytaczy typu KB160: 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

Wraz ze wzrostem obciążenia chwytacze KB160 wykazują większą wrażliwość na zmienne warunki eksploatacyjne. Największe wartości drogi hamowania obserwowano dla oleju oraz smaru stałego w zakresach obciążeń 800, 1000 oraz 1200 kg. Mniejsze wartości obserwowano w warunkach suchych oraz z dodatkiem piasku kwarcowego. Zatem zaburzenia w postaci brudu w tym przypadku zmniejszają drogę hamowania oraz mogą niekorzystnie wpływać na elementy hamujące chwytacza takie jak rolka czy płytka oporowa.

Analizując otrzymane charakterystyki (rysunek 6.5) dla chwytaczy typu PR2000 można stwierdzić, że dla obciążenia 400 kg charakterystyka chwytacza PR 2000 jest odmienna od chwytacza KB160.

Tabela 6.2. Zależność efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia dla chwytacza typu PR2000

	Chwytacz typu PR2000				
Warunki	S	OL	O50	SM	S50
Obciążenie [kg]	400				
Droga hamowania [mm]	100	80	75	85	90
Obciążenie [kg]	600				
Droga hamowania [mm]	95	120	125	140	140
Obciążenie [kg]	800				
Droga hamowania [mm]	150	175	180	180	195
Obciążenie [kg]	1000				
Droga hamowania [mm]	235	245	320	300	290
Obciążenie [kg]	1200				
Droga hamowania [mm]	320	330	380	415	420



Rys. 6.5. Wpływ zmiennego obciążenia na wielkość drogi hamowania chwytacza typu PR2000: 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

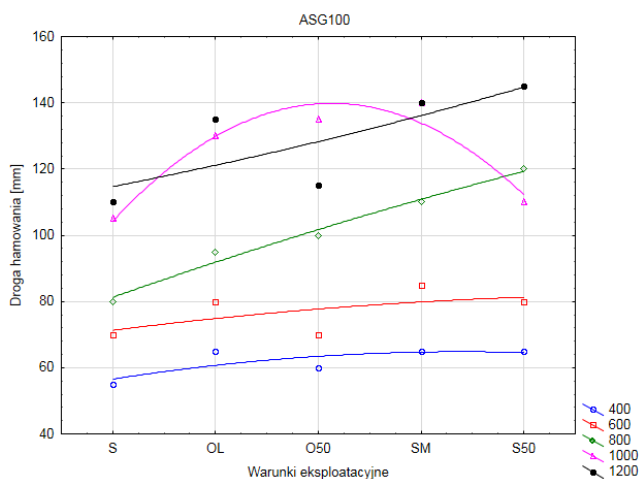
Zmienność otrzymanych wyników podyktowana jest inną konstrukcją chwytacza PR2000, w którym elementem podatnym nie jest pakiet sprężyn, a podatna płytką w postaci resoru, która umieszczona jest pomiędzy krzywką, a korpusem, co pokazuje rysunek 3.10. Dla takiej konfiguracji chwytacza można zauważyć, że dla obciążenia o wartości 400 kg droga hamowania w warunkach suchych odbiega od pozostałych warunków eksploatacyjnych osiągając

minimum dla warunków mieszanki oleju z piaskiem kwarcowym. Dla obciążeń 600 i 800 kg przyrost drogi hamowania wraz ze zmianą warunków eksploatacyjnych jest bardziej zbliżony do liniowego. Podobną zależność liniową między zmiennymi można zauważyć dla obciążenia 1200 kg. Chwytnice PR2000 z obciążeniem 1000 kg w czasie eksperymentu wykazywały zmienność od pozostałych prób, tzn. w warunkach pracy w mieszanki oleju z kwarcowym w czasie eksperymentu droga hamowania osiągała maksimum, a w warunkach suchych minimum.

Na rysunku 6.6 zaprezentowano wielkości długości drogi hamowania dla chwytnicy typu ASG100. Chwytnice tego typu charakteryzują się tym, że są chwytnicami dwukierunkowymi, a rolka hamująca jest podciągana do pozycji hamującej (środkowej) w zależności od kierunku hamowania.

Tabela 6.3. Zależność efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia dla chwytnicy typu ASG100

	Chwytnicz typu ASG100				
Warunki	S	OL	O50	SM	S50
Obciążenie [kg]	400				
Droga hamowania [mm]	55	65	60	65	65
Obciążenie [kg]	600				
Droga hamowania [mm]	70	80	70	85	80
Obciążenie [kg]	800				
Droga hamowania [mm]	80	95	100	110	120
Obciążenie [kg]	1000				
Droga hamowania [mm]	105	130	135	140	110
Obciążenie [kg]	1200				
Droga hamowania [mm]	110	135	115	140	145



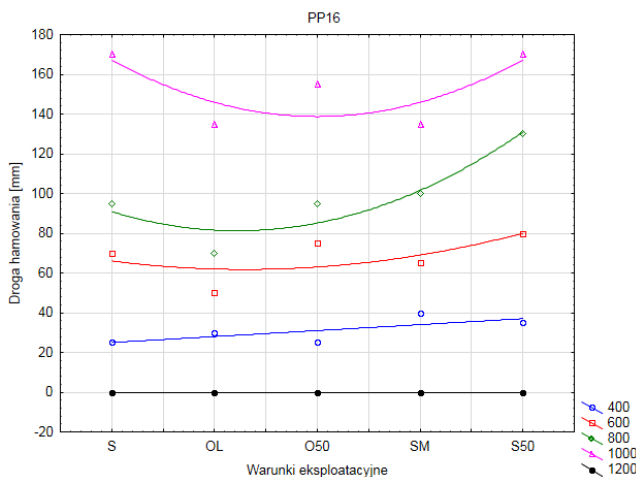
Rys. 6.6. Wpływ zmiennego obciążenia na wielkość drogi hamowania chwytaczy typu ASG100: 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

Dla obciążenia 400 kg zakres efektywnej drogi hamowania zmieniał się 55 a 65 mm. Przyrost obciążenia do 600 kg skutkowało zwieszeniem drogi hamowania w zakresie od 70 do 85 mm. Dla obciążenia 800 kg, układ osiągał zakres efektywnego hamowania w przedziale 95 do 130 mm. Obciążenie badanego układu obciążeniem 1000 kg odbiegało swoją charakterystyką od pozostałych, tym że dla pracy w oleju i smarze stałym osiągnęło największe wartości drogi hamowania w zakresie do 140 mm. Obciążenie badanego układu z chwytaczami ASG100 1200 kg skutkowało tym, że w warunkach suchych wartość efektywnej drogi hamowania osiągnęła wartość 110 mm. W warunkach smarowanych wartość ta zmieniała się w zakresie od 115 do 135 mm, a dla mieszaniny smaru z kwarcowym osiągnęła wartość 145 mm.

Rysunek 6.7 przedstawia charakterystyki hamowania dla chwytaczy typu PP16. W czasie testów laboratoryjnych chwytacze typu PP16 dla obciążenia 400 kg wykazywały bliską liniowej zależności między warunkami eksploatacyjnymi, a wartością efektywnej drogi hamowania w zakresie od 25 do 40 mm.

Tabela 6.4. Zależność efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia dla chwytaczy typu PP16

	Chwytacz typu PP16				
Warunki	S	OL	O50	SM	S50
Obciążenie [kg]	400				
Droga hamowania [mm]	25	30	25	40	35
Obciążenie [kg]	600				
Droga hamowania [mm]	70	50	75	65	80
Obciążenie [kg]	800				
Droga hamowania [mm]	95	70	95	100	130
Obciążenie [kg]	1000				
Droga hamowania [mm]	170	135	155	135	170
Obciążenie [kg]	1200				
Droga hamowania [mm]	0	0	0	0	0



Rys. 6.7. Wpływ zmiennego obciążenia na wielkość drogi hamowania chwytaczy typu PP16: 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

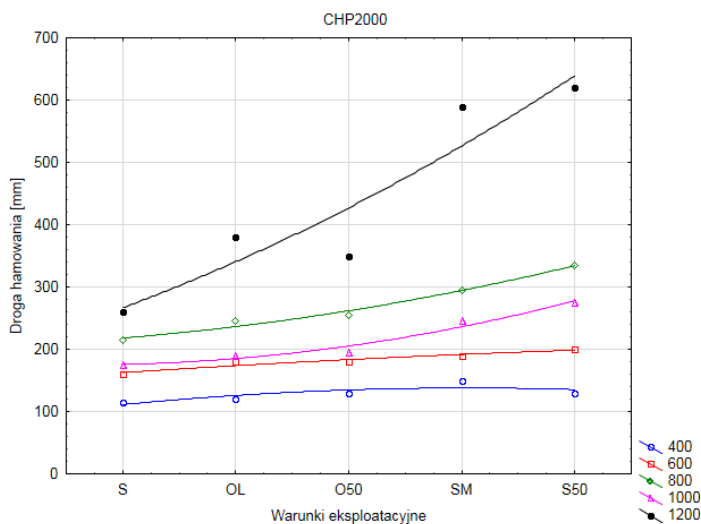
Dla obciążenia 600 kg chwytacze PP16 osiągały maksymalne wartości drogi hamowania dla pracy w mieszaninie oleju, a dla obciążenia 800 kg maksymalną drogę hamowania dla mieszaniny smaru z piaskiem kwarcowym. Obciążenie 1000 kg skutkowało uzyskaniem największej drogi hamowania w warunkach suchych oraz mieszaniny smaru z piaskiem kwarcowym. Pozostałe warunki wykazywały wartości efektywnej drogi hamowania o wartościach 135,

a 155 mm. Mimo swojego maksymalnego zakresu pracy podanego przez producenta do 1350 kg w czasie badań, chwytacze z obciążeniem 1200 kg nie zahamowały w żadnym z warunków eksploatacyjnych.

Tabela 6.5. Zależność efektywnej drogi hamowania od warunków eksploatacyjnych oraz obciążenia dla chwytacza typu CHP2000

	Chwytacz typu CHP2000				
Warunki	S	OL	O50	SM	S50
Obciążenie [kg]	400				
Droga hamowania [mm]	115	120	130	150	130
Obciążenie [kg]	600				
Droga hamowania [mm]	160	180	180	190	200
Obciążenie [kg]	800				
Droga hamowania [mm]	215	245	255	295	335
Obciążenie [kg]	1000				
Droga hamowania [mm]	175	190	195	245	275
Obciążenie [kg]	1200				
Droga hamowania [mm]	260	380	350	590	620

Na rysunku 6.8 zaprezentowano charakterystyki hamowania dla proponowanego rozwiązania chwytacza typu CHP 2000. Zaproponowane rozwiązanie konstrukcyjne chwytacza pokazane na rysunku 3.11, charakteryzuje się liniową charakterystyką w zakresie niskich obciążeń w zakresie 400–600 kg. Wraz ze wzrostem obciążenia, wartość drogi hamowania wzrastała, tzn. wraz ze zmianą warunków eksploatacyjnych wartość drogi hamowania wydłużała się osiągając 320 mm dla obciążenia 800 kg. Mimo to chwytacze CHP 2000 osiągnęły największe wartości drogi hamowania od pozostałych konstrukcji co świadczy o ich progresywności hamowania. Zmienność drogi hamowania wraz ze zmianą warunków eksploatacyjnych uzyskano dla obciążenia 1200 kg.

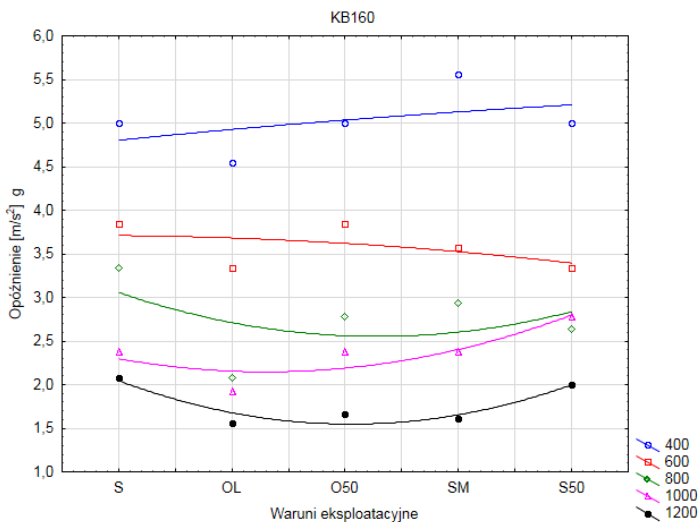


Rys. 6.8. Wpływ zmiennego obciążenia na wielkość drogi hamowania chwytaczy typu CHP2000: 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

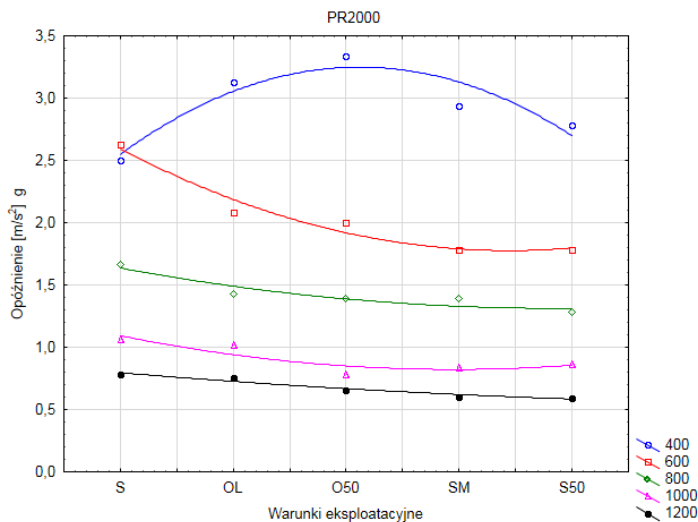
Dla tego obciążenia zaobserwowano, że najmniejszą wartość efektywnej drogi hamowania uzyskano w warunkach suchych, a największą dla pracy w warunkach smarowania smarem stałym, co w tym przypadku jest prawidłowym procesem.

Na podstawie otrzymanych wyników badań eksperymentalnych, drogi hamowania pokazane na rysunkach 6.9–6.13 przedstawiają opóźnienia badanych układów w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego. Wyznaczenie drogi hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego opisuje Polska Norma [41]. Użyte do badań wszystkie chwytacze były przeznaczone dla prędkości maksymalnej 1.6 m/s. W związku z tym wartość spadku swobodnego powinna wynosić 125 mm. Jednak jak opisano w rozdziale 8 wartość drogi spadku swobodnego dla wszystkich rozwiązań została podwojona i wynosiła 250 mm, uzyskując tym samym prędkość spadku swobodnego na poziomie 3 m/s. Dla eksperymentu w którym wartość drogi spadku swobodnego wynosi 250 mm, zakres wartości opóźnienia hamowania powinien się zawierać w zakresie (0,375–1,875) g. Wyznaczone charakterystyki zostały sporządzone w oparciu o zależność matematyczną (6.7).

Na rysunku 6.9 przedstawiono charakterystyki opóźnienia dla chwytaczy typu KB160.



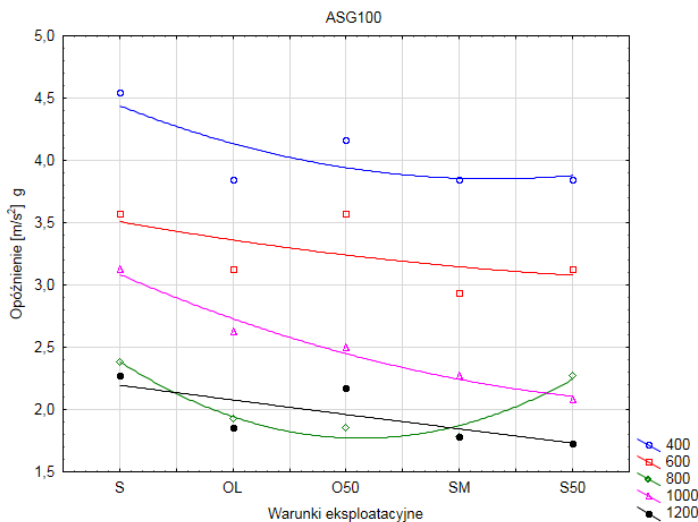
Rys. 6.9. Charakterystyka opóźnienia hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego chwytacza typu KB160 w zmiennych warunkach eksploatacyjnych z obciążeniem 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg



Rys. 6.10. Charakterystyka opóźnienia hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego chwytacza typu PR2000 w zmiennych warunkach eksploatacyjnych z obciążeniem 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

Dla prędkości spadku swobodnego rzędu 3 m/s wartości opóźnień dla obciążenia 400 kg osiągały wartość rzędu 5 do 5,5 g, a dla wartości obciążenia 1200 kg od 2 do 1,5 g. Rysunek 6.10 przedstawia charakterystyki opóźnienia hamowania dla chwytacza typu PR2000. Analizując otrzymane wartości opóźnienia można zauważyć, że dla tego typu chwytacza obciążenie będące w zakresie bezpiecznym dla podróżujących uzyskane zostały dla obciążeń 800 do 1200 kg. W związku z tym, w zakresie tych obciążeń chwytacze wykazując charakterystykę progresywną. Dla obciążeń 400 i 600 kg z prędkością powyżej 1.6 m/s zakresy wartości opóźnienia są poza zakresem maksymalnych wartości, a więc chwytacze wykazują charakterystykę natychmiastową, co może niekorzystnie wpływać na podróżujących.

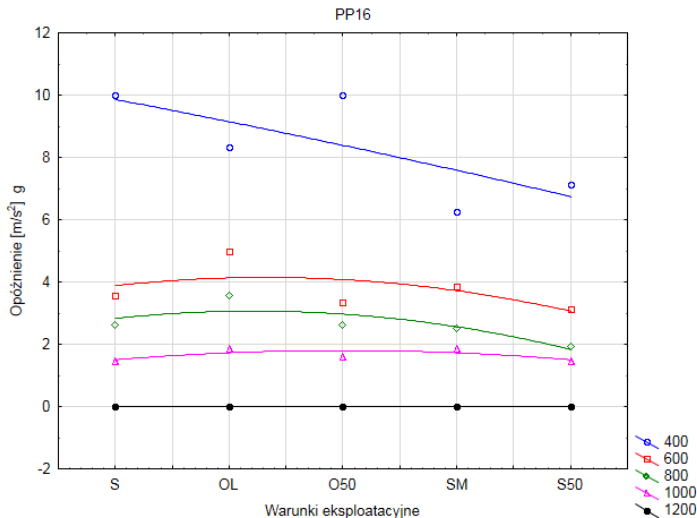
Na rysunku 6.11 zaprezentowano wyniki dla chwytacza typu ASG100. Chwytacze tego typu uzyskały wartości opóźnienia mieszczące się w zakresie dla obciążenia tylko 800 kg w warunkach pracy w oleju, a także oleju z mieszaniną piasku oraz smaru stałego.



Rys. 6.11. Charakterystyka opóźnienia hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego chwytacza typu ASG100 w zmiennych warunkach eksploatacyjnych z obciążeniem 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

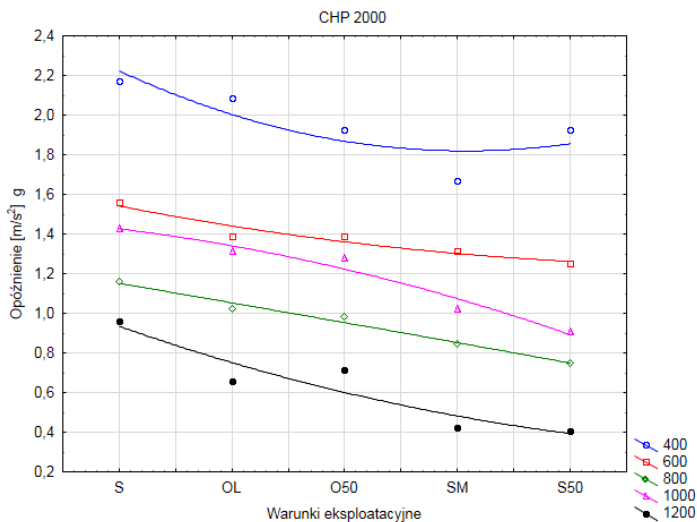
Pozostałe obciążenia powodowały, że dla takiej prędkości spadku swobodnego chwytacze przekraczały dopuszczalną wartość opóźnienia w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego. Głównym powodem przekroczenia dopuszczalnego zakresu opóźnienia hamownia jest konstrukcja chwytacza, która jest nieprzystosowana do takich prędkości spadku swobodnego.

Na rysunku 6.12 zaprezentowano charakterystyki opóźnienia hamowania dla chwytaczy typu PP16. Konstrukcja tego typu chwytaczy pozwoliła na uzyskanie wartości opóźnień mieszczących się w wymaganym zakresie dla obciążenia 1000 kg bez względu na warunki eksploatacyjne.



Rys. 6.12. Charakterystyka opóźnienia hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego chwytaczy typu PP16 w zmiennych warunkach eksploatacyjnych z obciążeniem 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

Obciążenie chwytaczy o mniejszych wartościach od 400 do 800 kg powodowało, że dla prędkości spadku swobodnego uzyskanego w czasie badań laboratoryjnych wartości opóźnienia przekraczały wymagany zakres. Rysunek 6.13 przedstawia charakterystyki dla proponowanego rozwiązania chwytaczy typu CHP2000. Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że obciążenie 400 kg odbiega od wymaganego zakresu, a pozostałe obciążenia powodują uzyskanie opóźnienia mieszczącego się w wymaganym zakresie.



Rys. 6.13. Charakterystyka opóźnienia hamowania w odniesieniu do wartości przyspieszenia ziemskiego chwytacza typu CHP2000 w zmiennych warunkach eksploatacyjnych z obciążeniem 400 kg, 600 kg, 800 kg, 1000 kg, 1200 kg

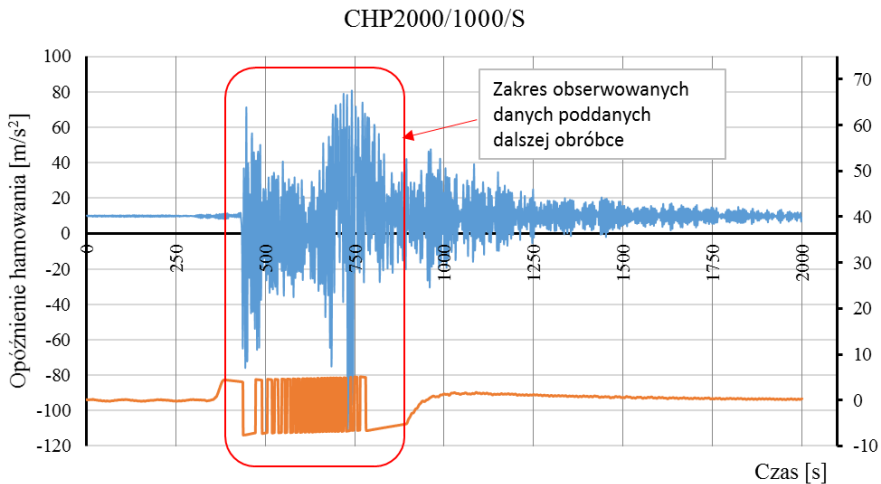
Zatem zaproponowana konstrukcja chwytacza dla uzyskanej prędkości spadku swobodnego powoduje zatrzymanie z opóźnieniem na poziomie bezpiecznym dla podróżujących. Z otrzymanych wyników można również wnioskować o dużej elastyczności obciążeniowej chwytacza CHP 2000. Dla obciążeń o małej wartości należy zmodyfikować krzywkę chwytacza poprzez zmniejszenie kąta krzywki, tak aby wartość drogi hamowania była mniejsza. Obciążenia z zakresu od 600 do 1200 kg dały opóźnienia hamowania na poziomie 0,4 do 1,6 g, a więc są to wartości mieszczące się w zakresie bezpiecznym dla podróżujących.

Rozwiązania konstrukcyjne dźwigów ciernych wyposażonych w ramy nośne będące konstrukcjami spawanymi ewoluowały wraz z postępem techniki. Sztywność takich konstrukcji była znacznie większa od nowoczesnych konstrukcji wykonanych profili zimnogiętych lub z profili giętych z blachy. Obecny stan techniki pozwala na wprowadzanie rozwiązań, które są lżejsze, łatwiejsze w montażu oraz nadal bezpieczne.

Rozwój takiego stanu związany jest z oszczędnościami typu:

- materiałowego,
- czasowego,
- energetycznego,
- gabarytowego.

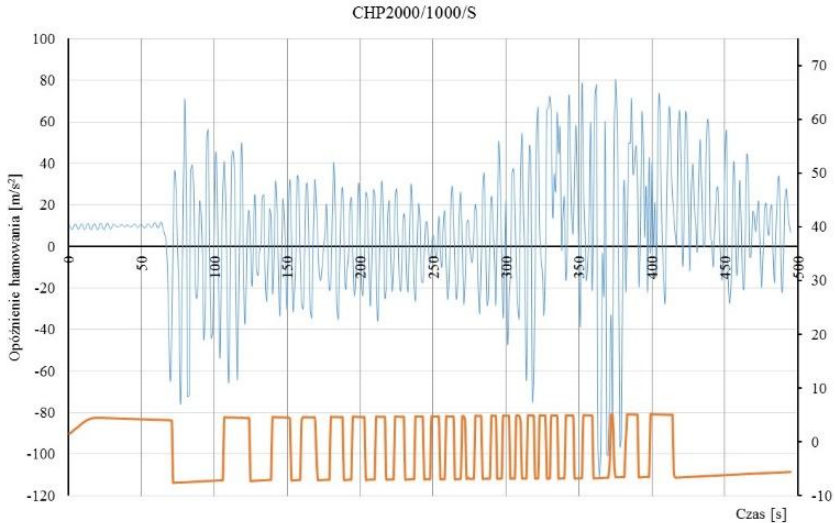
W/w typy oszczędności powodują to, że nowoczesne konstrukcje są ogólnie mówiąc bardziej ekonomiczne. Nie bez znaczenia zatem na bezpieczeństwo wpływa sama konstrukcja podzespołów nośnych. W opisanych przypadkach, rama nośna użyta do badań była wykonana jako konstrukcja gięta z blachy, której waga wynosiła 180 kg. Dla porównania rama nośna o zbliżonych wymiarach wykonana jako konstrukcja spawana z profili gorącowalcowanych ważyła około 250 kg, czyli o około 40% byłaby cięższa. Zdolność do pochłaniania energii ramy spawanej w czasie awaryjnego hamowania byłaby na innym poziomie od obecnych rozwiązań. W związku z powyższym, ramy wykonane jako konstrukcje skręcane z blachy przy zachowanych współczynnikach bezpieczeństwa mają inną zdolność tłumienia drgań niż konstrukcje spawane. Na rysunku 6.14 pokazana została charakterystyka hamowania chwytacza CHP 2000 z obciążeniem 1000 kg podczas hamowania w warunkach suchych. W czasie eksperymentu dane rejestrowano poprzez zamontowany akcelerometr na ramie nośnej układu laboratoryjnego wraz z optycznym czujnikiem ruchu rejestrującym prędkość spadku swobodnego.



Rys. 6.14. Charakterystyka hamowania chwytacza CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy suchej oraz zapis prędkości spadku swobodnego

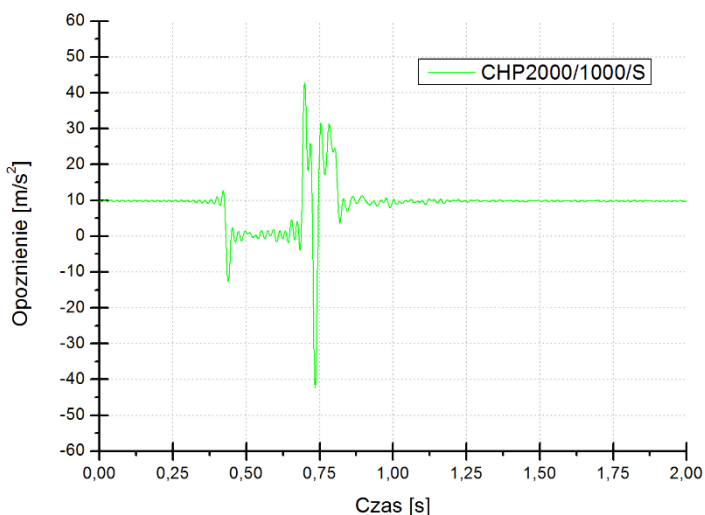
Na rysunku 6.1 pokazany został podział cyklu pomiarowego na III etapy. Zarówno etap II jak i etap III są ściśle związane ze zdolnością konstrukcji ramy do pochłaniania energii jaka generuje się w układzie podczas awaryjnego hamowania. Na rysunku 6.14 oprócz zaprezentowania charakterystyki opóźnienia hamowania, pokazana została charakterystyka narastania prędkości spadku swobodnego podczas cyklu pomiarowego. W celu lepszej wizualizacji otrzymanych danych, na rysunku 6.15 pokazano fragment charakterystyki,

opisany na rysunku 6.14 jako „Zakres obserwowanych danych poddanych dalszej obróbce”. Do wizualizacji danych pomiarowych użyto gotowych procedur zawartych w programie MS Excell.



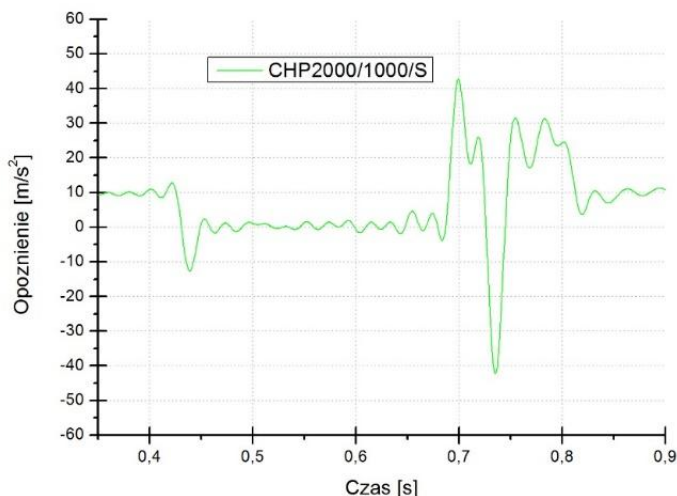
Rys. 6.15. Odcinek hamowania chwytaczy CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy suchej

Wycinek otrzymanej charakterystyki hamowania zawiera w sobie zarówno dane dotyczące opóźnienia hamowania jak również dane związane z zakłóceniami w postaci podatności ramy, luzów w układzie prowadzenia oraz zakłóceń losowych związanych np. z kinematyką układu hamulcowego, trudnych do określenia. Przyrost prędkości spadku swobodnego (kolor pomarańczowy) jest widoczny na rysunku 6.15 poprzez zmniejszanie się przerw między poszczególnymi szczytami sygnału prostokątnego. Do opracowania poszczególnych charakterystyk użyto oprogramowania Matlab, a otrzymane charakterystyki poddano dalszej obróbce polegającej na zastosowaniu filtra dolnoprzepustowego o wartości 50 Hz. Tak wyfiltrowane dane przedstawione zostały na rysunkach 6.16 oraz 6.17.



Rys. 6.16. Charakterystyka hamowania chwytacza CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy suchej po filtracji filtrem dolnoprzepustowym 50 Hz

Jak zaprezentowano na rysunku 6.16, po zastosowaniu filtra dolnoprzepustowego o wartości 50 Hz, charakterystyka hamowania została wygładzona, otrzymując w ten sposób przejrzysty podział na etapy cyklu pomiarowego. Na rysunku 6.17 pokazany został wycinek etapu II cyklu pomiarowego. Po zastosowaniu filtra wartości szczytowe opóźnień osiągnęły wartości 42 oraz -41 m/s^2 . Analizując wycinek pokazany na rysunku 6.17 można opisać wartościami opóźnień, etapy pracy układu hamulcowego w czasie. Zakres do 0,42 s obrazuje etap spadku swobodnego. Czas 0,42 do 0,46 obrazuje moment uderzenia dźwigni sterującej położenie rolki w chwytaczu o tuleję wyzwalającą. Zakres od 0,46 do 0,68 zawiera ciąg dalszy spadku swobodnego w czasie którego następuje proces zamiany położenia rolki hamującej w chwytaczu od pozycji środkowej do pozycji stycznej z powierzchnią prowadnicy. Czas między 0,68 a 0,82 jest to czas hamowania, czyli wytracenia energii rozprędkowanej masy poprzez zmianę położenia rolki po prowadnicy do momentu całkowitego zatrzymania. Powyżej czasu 0,82 następuje unieruchomienie badanego układu. Fluktuacja wartości opóźnienia z wartości ujemnych na dodatnie i dalej na ujemne jest związane procesem hamowania, a w szczególności z podatnością ramy nośnej, która podczas procesu hamowania wprawiana była w drgania.



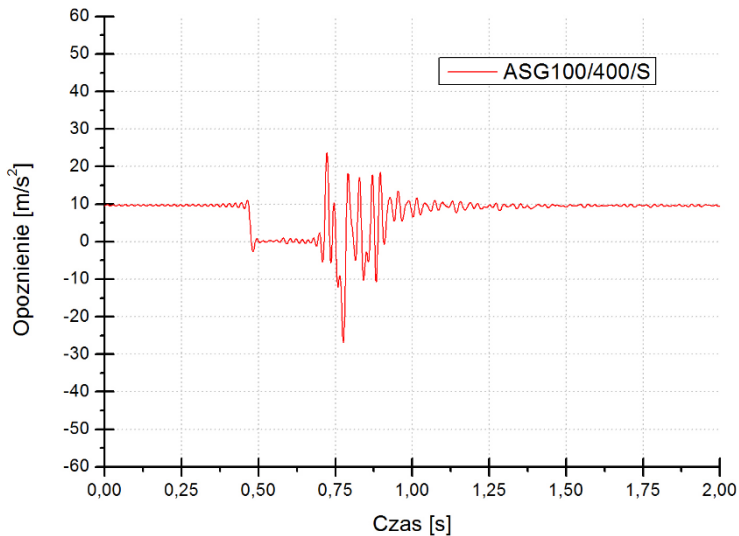
Rys. 6.17. Odcinek hamowania chwytaczy CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy suchej po filtracji filtrem dolnoprzepustowym 50 Hz

Tak przygotowane dane zostały poddane dalszej analizie porównawczej, która została opisana w następnych podrozdziałach niniejszej pracy.

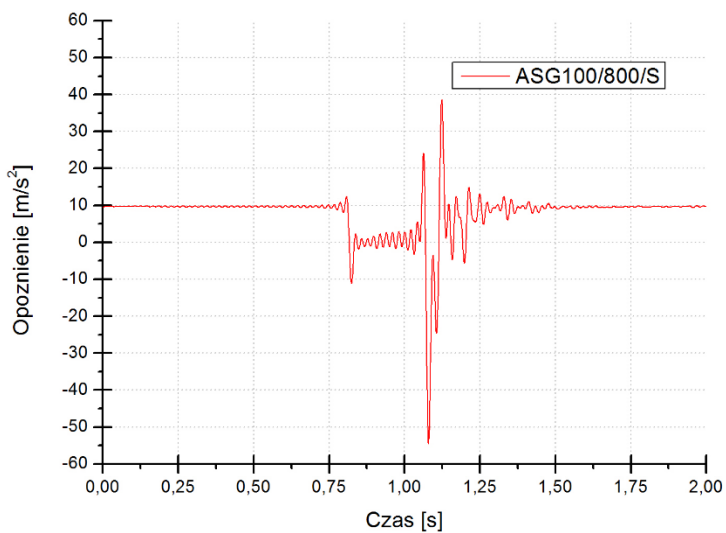
Producenci chwytaczy często zalecają suchy charakter pracy swoich chwytaczy. Jednak w warunkach rzeczywistych, na powierzchni prowadnicy często pojawiają się niechciane zakłócenia w postaci olejów, smarów oraz zanieczyszczeń, które negatywnie wpływają na proces awaryjnego hamowania. Poniżej została zaprezentowana analiza sygnałów opóźnienia dla różnych wariantów pracy dźwigu ciernego.

6.2.1. Hamowanie w warunkach suchych

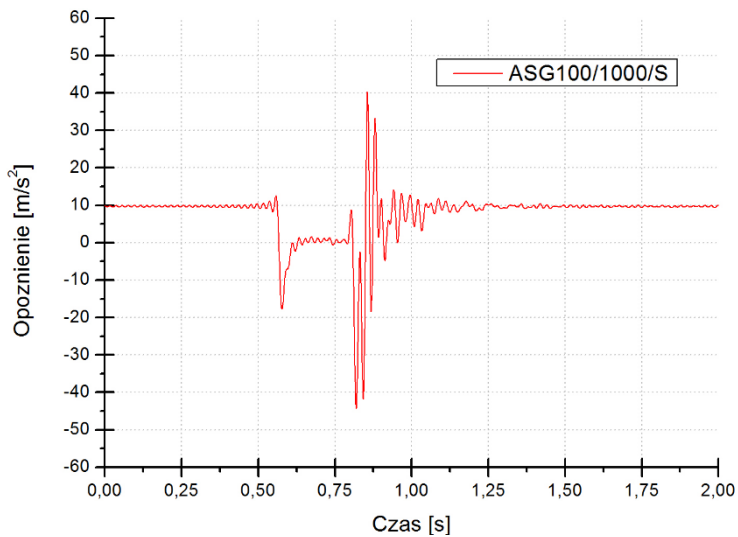
Dźwigi cierne wyposażone w ślizgowe prowadzenie ramy nośnej po prowadnicach powodują to, że wkładki przewodników często tracą swoją geometrię poprzez proces ścierania o powierzchnię prowadnicy. Wraz ze wzrostem ubytku wkładki przewodnika ślizgowego, następuje zwiększenie luzów co z kolei prowadzi do zwiększenia drgań oraz poziomu natężenia hałasu pracy zwiększając w ten sposób dyskomfort podróżujących dźwigiem. Na rysunkach 6.18–6.25 pokazane zostały charakterystyki hamowania chwytaczy typu ASG 100 oraz CHP 2000 w warunkach pracy na sucho, tzn. powierzchnia prowadnicy nie była smarowana żadnym środkiem smarnym.



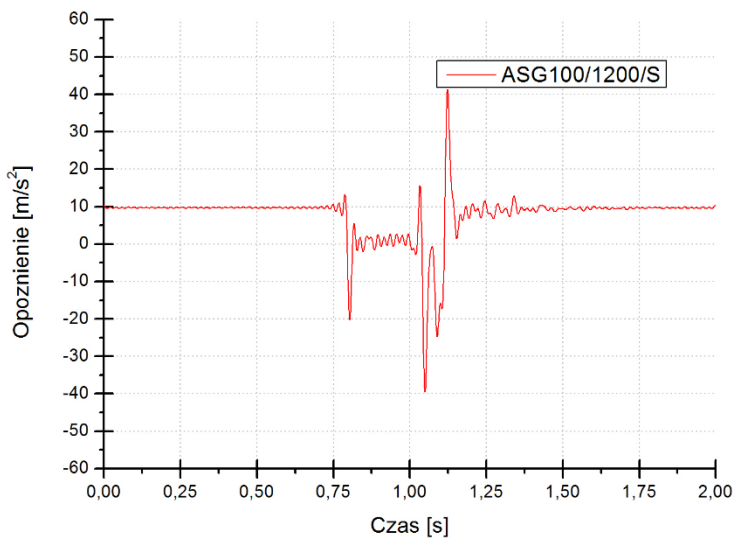
Rys. 6.18. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych z obciążeniem 400 kg



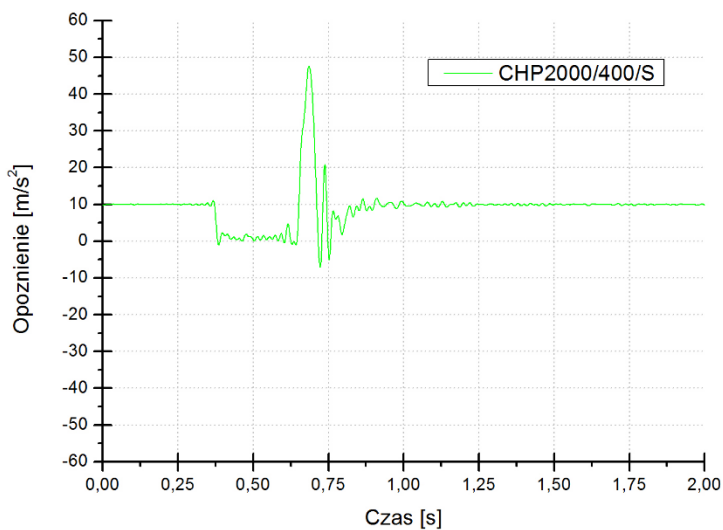
Rys. 6.19. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych z obciążeniem 800 kg



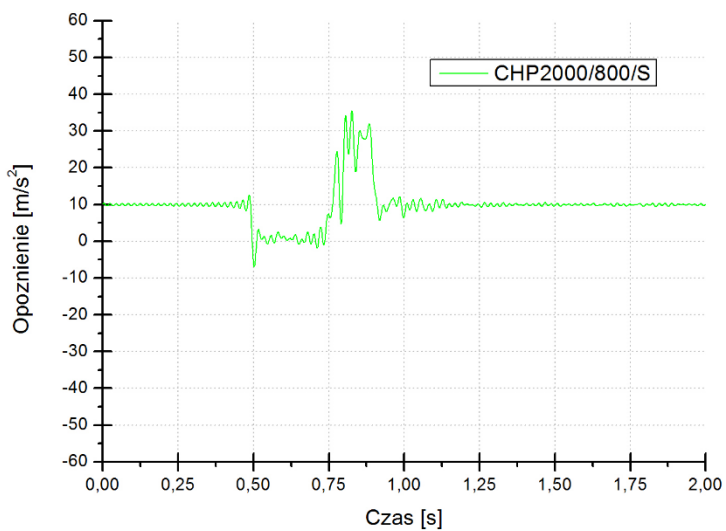
Rys. 6.20. Charakterystyka hamowania chwytacza typu ASG100 w warunkach suchych z obciążeniem 1000 kg



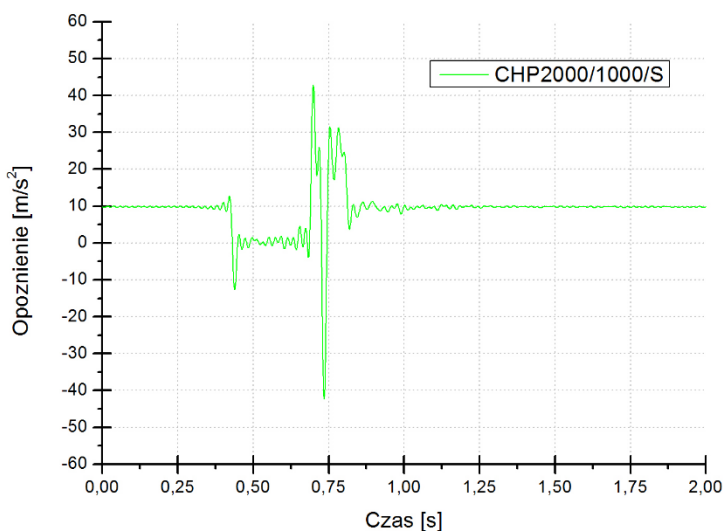
Rys. 6.21. Charakterystyka hamowania chwytacza typu ASG100 w warunkach suchych z obciążeniem 1200 kg



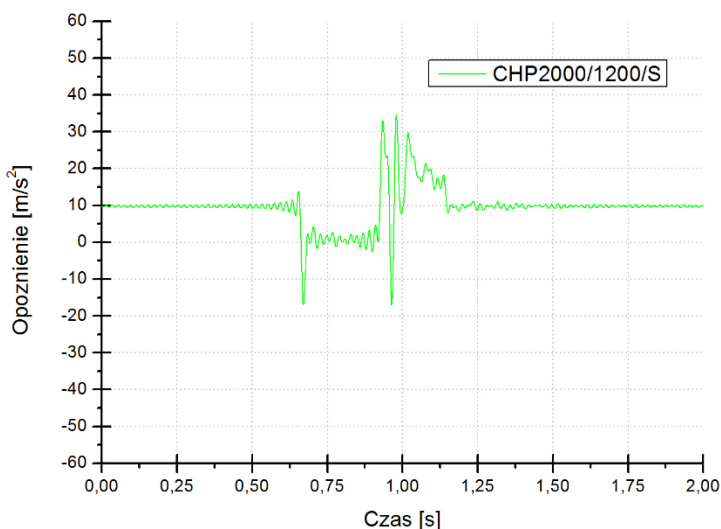
Rys. 6.22. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 400 kg w warunkach pracy na sucho



Rys. 6.23. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 800 kg w warunkach pracy na sucho



Rys. 6.24. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy na sucho

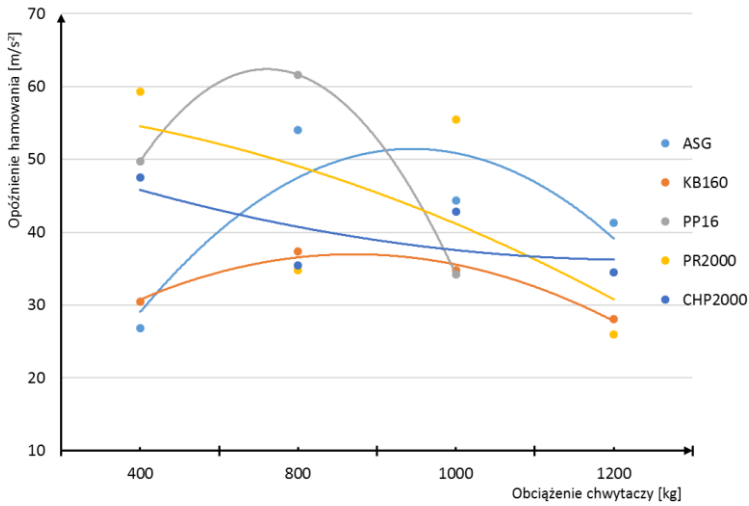


Rys. 6.25. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 1200 kg w warunkach pracy na sucho

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, stwierdzono, że dla chwytacza typu ASG100 z obciążeniem 400 kg maksymalna wartość opóźnienia co do wartości kształtuje się na poziomie $-26,88 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $54,49 \text{ m/s}^2$, $44,36 \text{ m/s}^2$, $41,32 \text{ m/s}^2$. Wartości opóźnienia zarejestrowane dla chwytacza typu

KB 160 kształtowały się na poziomie $-34,40 \text{ m/s}^2$ z obciążeniem 400 kg, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-35,53 \text{ m/s}^2$, $-34,36 \text{ m/s}^2$, $-44,9 \text{ m/s}^2$. Kolejne próby wykonane na stanowisku badawczym dały odpowiednio wartości opóźnień: dla chwytacza typu PP16 uzyskano wartości opóźnień na poziomie: $-35,21 \text{ m/s}^2$ z obciążeniem 400 kg, natomiast dla obciążenia 800, 1000 kg uzyskano wartości odpowiednio $-75,33 \text{ m/s}^2$, $-50,73 \text{ m/s}^2$. W czasie badań chwytacze typu PP16 nie hamowały w żadnych warunkach z obciążeniem 1200 kg, chociaż ich zakres zawierał się w maksymalnej masie 375–1700 kg. Chwytacze typu PR2000 pozwoliły na zarejestrowanie opóźnień rzędu: $-37,68 \text{ m/s}^2$ z obciążeniem 400 kg, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-51,61 \text{ m/s}^2$, $-74,24 \text{ m/s}^2$, $-44,1 \text{ m/s}^2$. W celu weryfikacji nowo zaproponowanego rozwiązania chwytacza typu CHP2000, badania z wykorzystaniem tych chwytaczy pozwoliły na uzyskanie wartości opóźnień rzędu: $-26,03 \text{ m/s}^2$ z obciążeniem 400 kg, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-26,76 \text{ m/s}^2$, $-60,97 \text{ m/s}^2$, $-36,32 \text{ m/s}^2$.

Analizując otrzymane wartości opóźnień na podstawie badań eksperymentalnych można zauważyć, że najmniejsze wartości opóźnień uzyskano dla chwytacza typu CHP 2000, co jest ściśle związane z najkrótszym skokiem jałowym rolki hamującej w chwytaczu, a co za tym idzie najkrótszym czasem potrzebnym na przemieszczenie rolki z pozycji środkowej do pozycji stycznej z powierzchnią prowadnicy. Ponadto niepowtarzalność procesu hamowania związana jest nie tylko z różną charakterystyką kinematyczną chwytacza ale również z niesymetrycznością położenia ładunku w ramie. Na rysunku 6.26 zaprezentowano graficzne ujęcie otrzymanych wartości opóźnień na drodze eksperymentu fizycznego. W poniższych analizach, wartości opóźnień przedstawiono w postaci modułu wartości, z uwagi na porównywanie wartości maksymalnych.

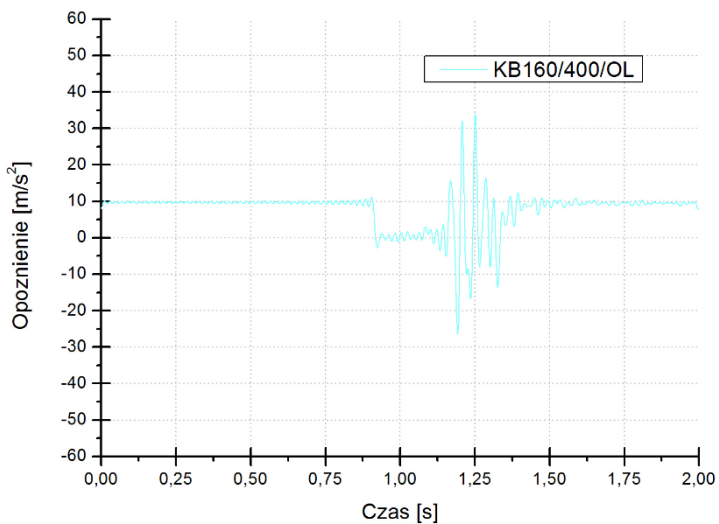


Rys. 6.26. Otrzymane wartości opóźnień dla chwytaczy w warunkach suchych na drodze eksperymentu fizycznego

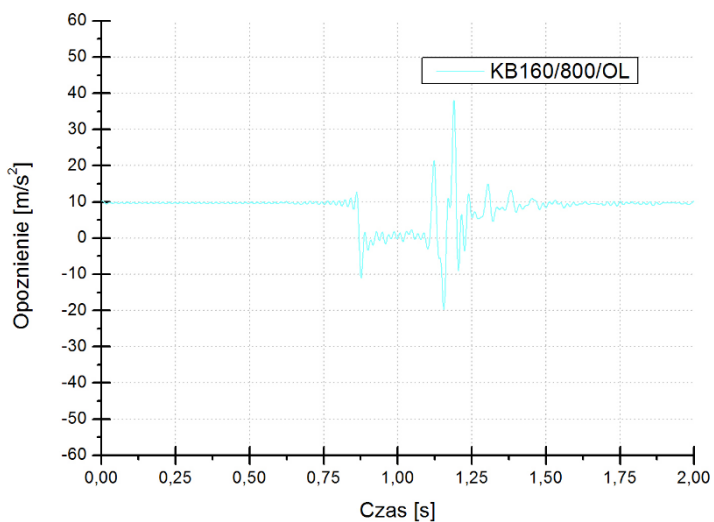
Otrzymane dane aproksymowano wielomianem stopnia drugiego w postaci linii trendu. Największe wartości opóźnień uzyskano dla obciążenia 1000 kg, natomiast konstrukcja chwytacza typu CHP2000 pozwoliła na uzyskanie najmniejszych wartości opóźnień dla obciążeń 400, 800 i 1200 kg. Największe wartości otrzymano dla chwytacza typu ASG, co jest ściśle związane z odmienną konstrukcją kinematyczną.

6.2.2. Hamowanie w warunkach smarowanych olejem

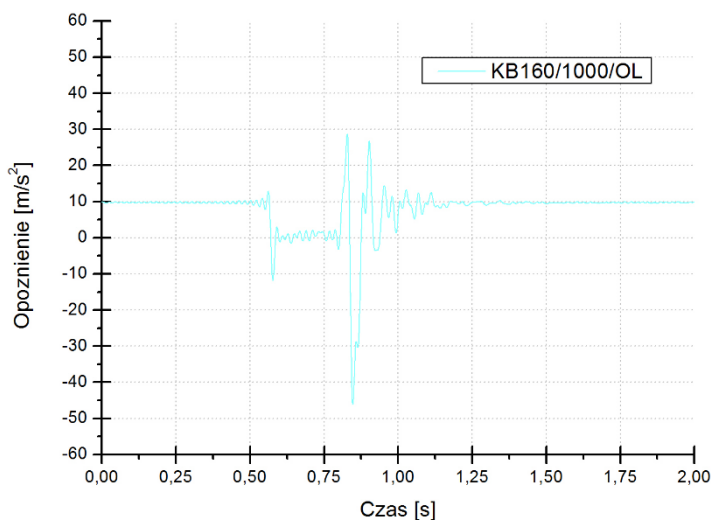
W celu zmniejszenia szumu będącego efektem współpracy przewodników ślizgowych z prowadnicą, na powierzchnię prowadnicy nakładany jest cienki film olejowy, zmniejszający tarcie między przewodnikiem, a prowadnicą. Na rysunkach 6.27–6.34 zaprezentowano wybrane charakterystyki hamowania badanych układów wyposażonych w chwytacze typu KB160 oraz CHP2000 w warunkach pracy smarowanych olejem.



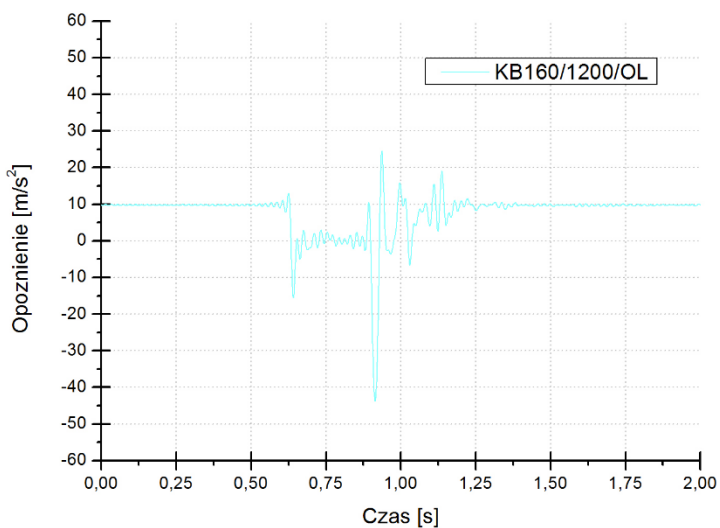
Rys. 6.27. Charakterystyka hamowania chwytacza typu KB160 w warunkach smarowania olejem z obciążeniem 400 kg



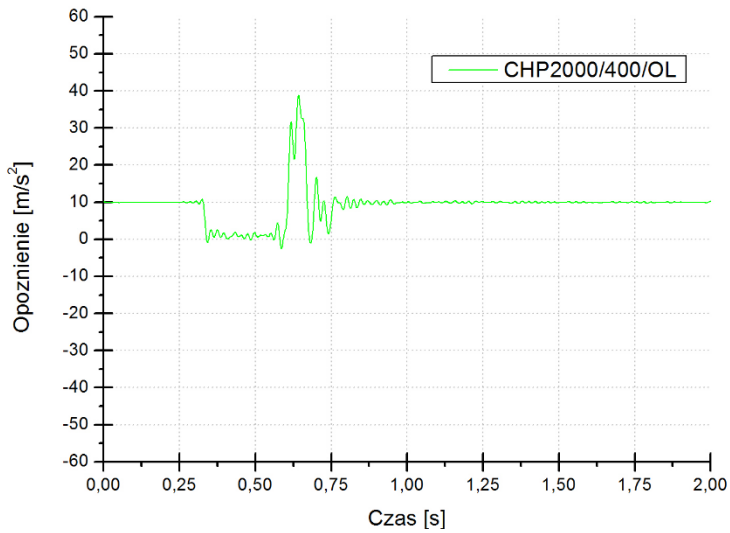
Rys. 6.28. Charakterystyka hamowania chwytacza typu KB160 w warunkach smarowania olejem z obciążeniem 800 kg



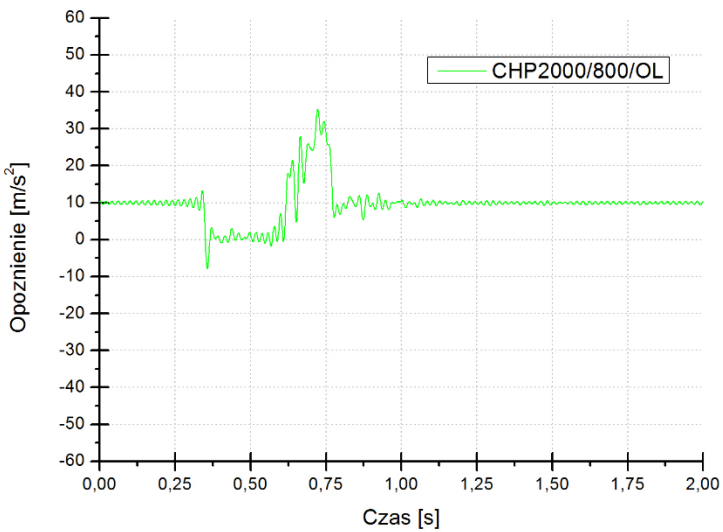
Rys. 6.29. Charakterystyka hamowania chwytacza typu KB160 w warunkach smarowania olejem z obciążeniem 1000 kg



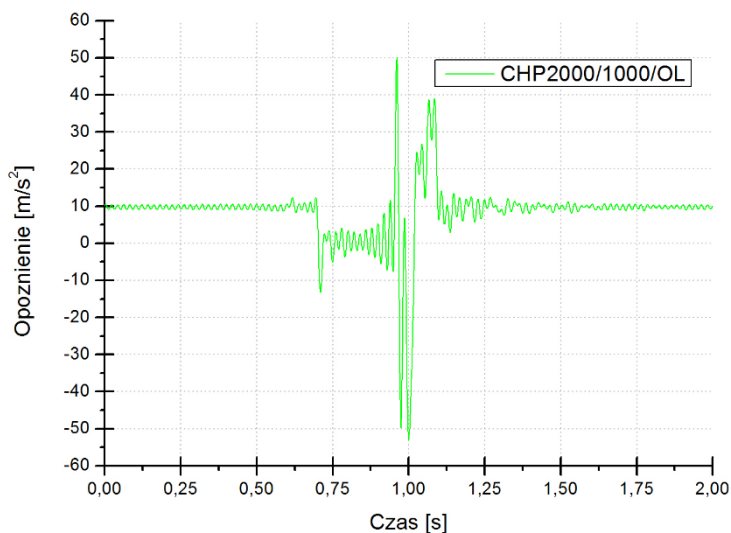
Rys. 6.30. Charakterystyka hamowania chwytacza typu KB160 w warunkach smarowania olejem z obciążeniem 1200 kg



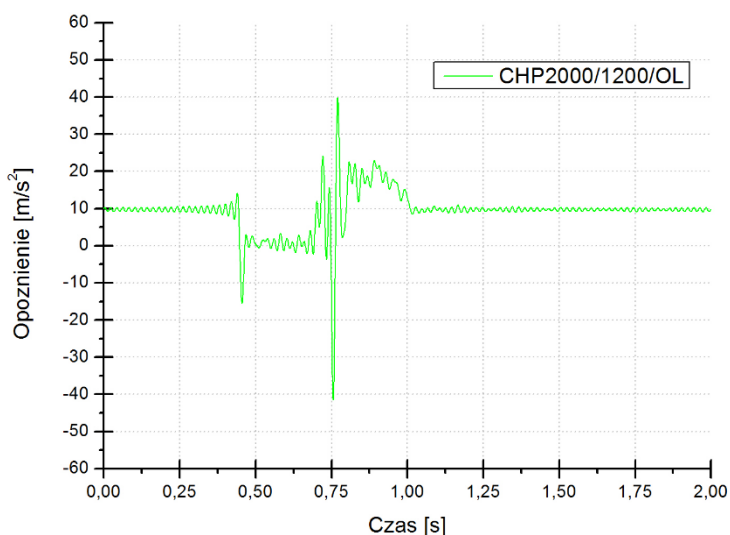
Rys. 6.31 Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 400 kg w warunkach pracy z olejem mineralnym



Rys. 6.32. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 800 kg w warunkach pracy z olejem mineralnym



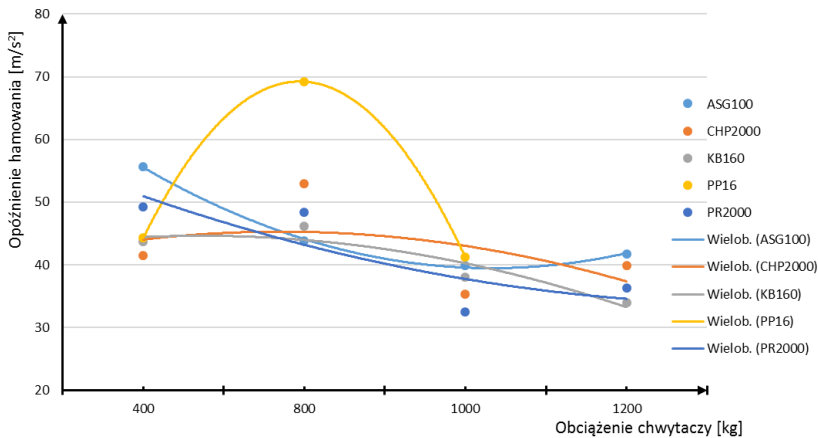
Rys. 6.33 Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy z olejem mineralnym



Rys. 6.34. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 1200 kg w warunkach pracy z olejem mineralnym

Badania z wykorzystaniem metody spadku swobodnego pozwoliły na zarejestrowanie wartości opóźnień w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz z różnym obciążeniem dla różnych typów chwytaczy. Na podstawie przeprowadzonych badań, stwierdzono, że dla chwytaczy typu ASG100 z obciążeniem 400 kg wartość opóźnienia maksymalna kształtuje się na

poziomie $-58,92 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-57,76 \text{ m/s}^2$, $-59,42 \text{ m/s}^2$, $-73,12 \text{ m/s}^2$. Na kolejnych wykresach zaprezentowano uzyskane wartości opóźnień dla chwytaczy typu KB160, które kształtowały się na poziomie $-43,94 \text{ m/s}^2$ dla obciążenia 400 kg natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-37,29 \text{ m/s}^2$, $-63,9 \text{ m/s}^2$, $-61,34 \text{ m/s}^2$. Kolejne próby wykonane na stanowisku badawczym dały odpowiednio wartości opóźnień: dla chwytaczy typu PP16 uzyskano wartości opóźnień na poziomie: $-42,21 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 kg uzyskano wartości odpowiednio $-85,73 \text{ m/s}^2$, $-65,55 \text{ m/s}^2$. Chwytacze typu PR2000 pozwoliły na zarejestrowanie opóźnień rzędu: $-35,64 \text{ m/s}^2$, z obciążeniem 400 kg oraz $-49,17 \text{ m/s}^2$, $-66,62 \text{ m/s}^2$, $-66,98 \text{ m/s}^2$ dla obciążeń odpowiednio 800, 1000 i 1200 kg. Podobnie jak w warunkach suchych obserwowano wartości opóźnień dla chwytaczy typu CHP 2000. Badania eksperymentalne pozwoliły na zarejestrowanie następujących wartości: dla obciążenia 400 kg maksymalna wartość opóźnienia kształtuje się na poziomie $-21,48 \text{ m/s}^2$ dla natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-27,21 \text{ m/s}^2$, $-71,8 \text{ m/s}^2$, $-59,67 \text{ m/s}^2$. Analizując otrzymane wartości opóźnień na podstawie badań eksperymentalnych można zauważyć, że w kolejnej próbie badań najmniejsze wartości opóźnień uzyskano dla chwytaczy typu CHP 2000. Na rysunku 6.35 zaprezentowano graficzne ujęcie otrzymanych wartości opóźnień na drodze eksperymentu fizycznego.



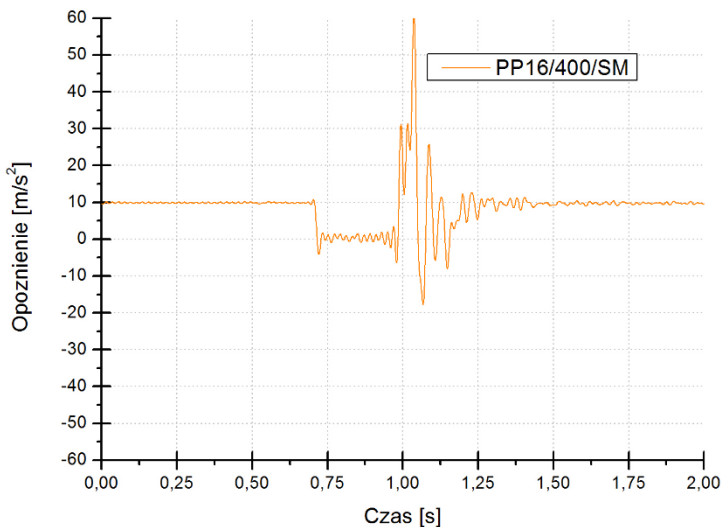
Rys. 6.35. Otrzymane wartości opóźnień dla chwytaczy w warunkach smarowanych olejem mineralnym na drodze eksperymentu fizycznego

Otrzymane dane aproksymowano wielomianem stopnia drugiego w postaci linii trendu. Największe wartości opóźnień uzyskano dla mniejszych obciążeń 400 i 800 kg. Wartości obciążeń wyższe rzędu 1000 i 1200 kg w przypadku

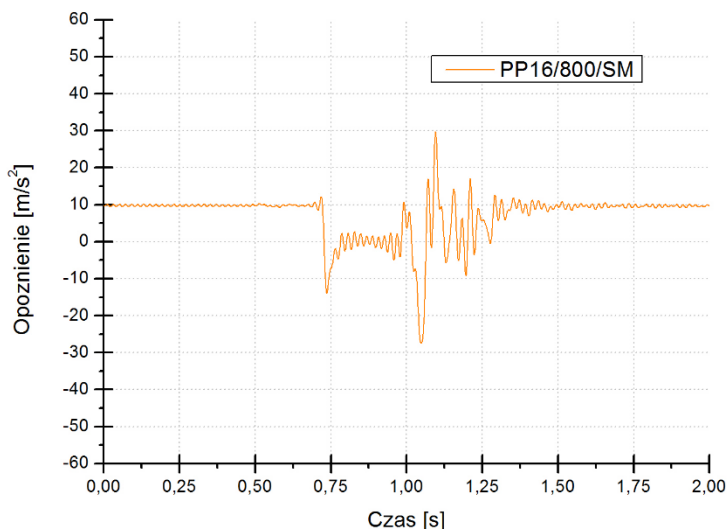
chwytnicy CHP 2000 dawały mniejsze wartości opóźnień. Największe wartości otrzymano również dla chwytnicy typu ASG oraz PP16. W tej próbie eksperymentu chwytnice typu PR2000 oraz chwytnice KB160 dały pośrednie wartości opóźnień.

6.2.3. Hamowanie w warunkach smarowanych smarem

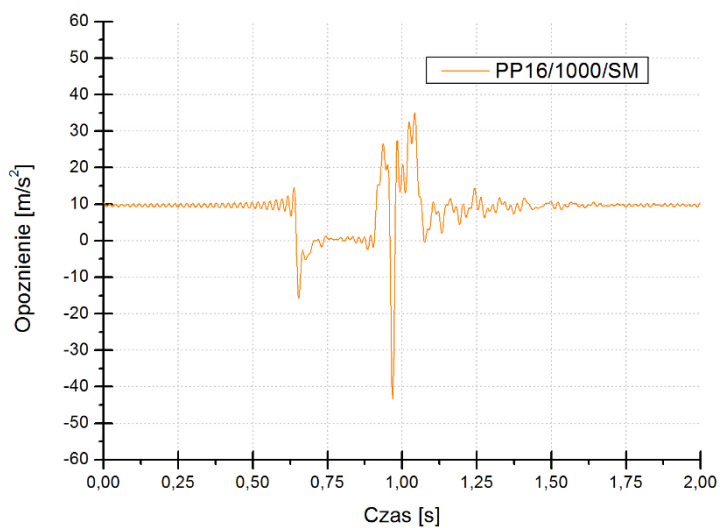
Innym sposobem zmniejszenia szumu będącego efektem współpracy prowadników ślizgowych z prowadnicą jest zastosowanie smaru stałego, który podobnie jak olej nakładany jest powierzchnię prowadnicy, zmniejszając tarcie między prowadnikiem, a prowadnicą. Zastosowanie smaru jako środka smarnego zwiększa tym samym trwałość wkładek prowadników oraz zwiększa komfort podróżujących poprzez zmniejszenie szumu. Na rysunkach 6.36–6.42 zaprezentowano wybrane charakterystyki hamowania badanego układu wyposażonego w chwytnice typu PP16 oraz CHP2000 w warunkach pracy smarowanych smarem.



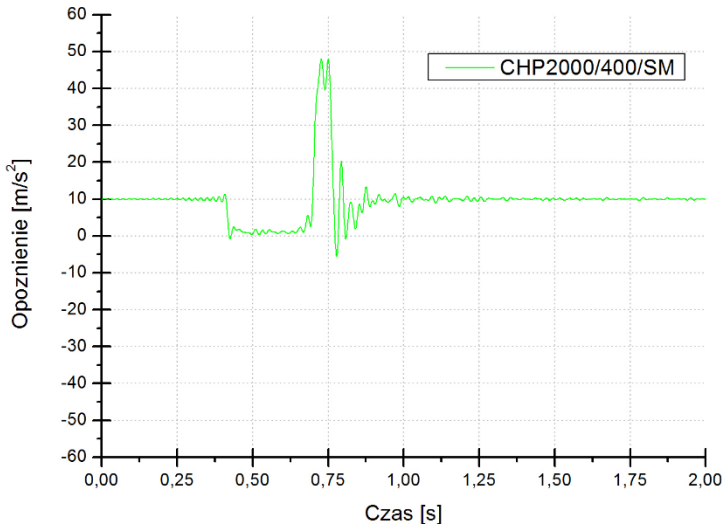
Rys. 6.36. Charakterystyka hamowania chwytnicy typu PP16 w warunkach smarowanych smarem stałym z obciążeniem 400 kg



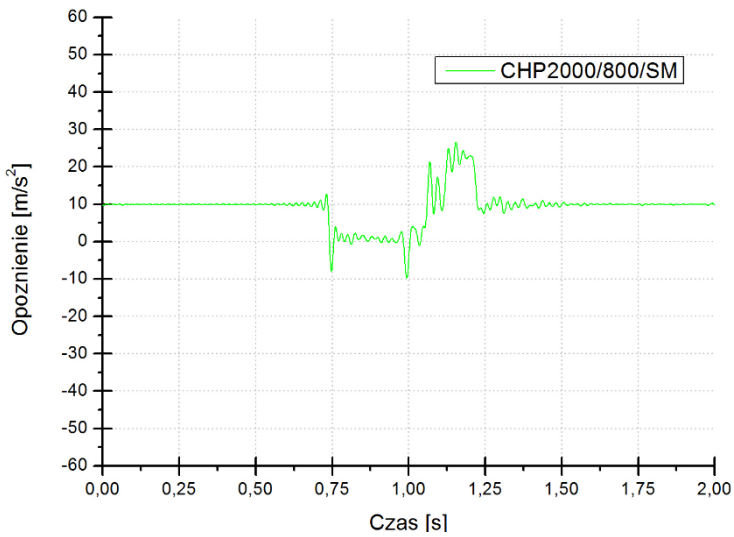
Rys. 6.37. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu PP16 w warunkach smarowanych smarem stałym z obciążeniem 800 kg



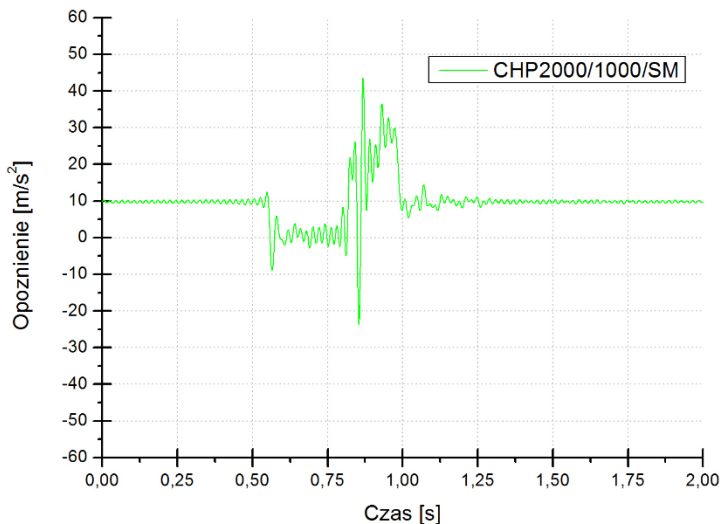
Rys. 6.38. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu PP16 w warunkach smarowanych smarem stałym z obciążeniem 1000 kg



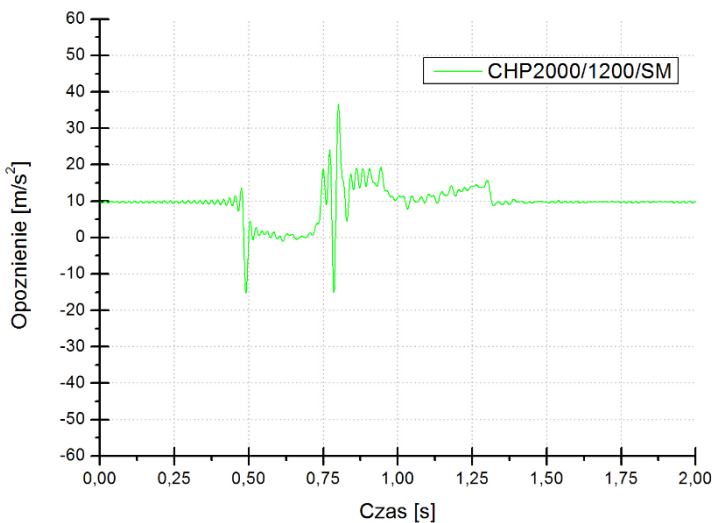
Rys. 6.39. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 400 kg w warunkach pracy ze smarem



Rys. 6.40. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 800 kg w warunkach pracy ze smarem



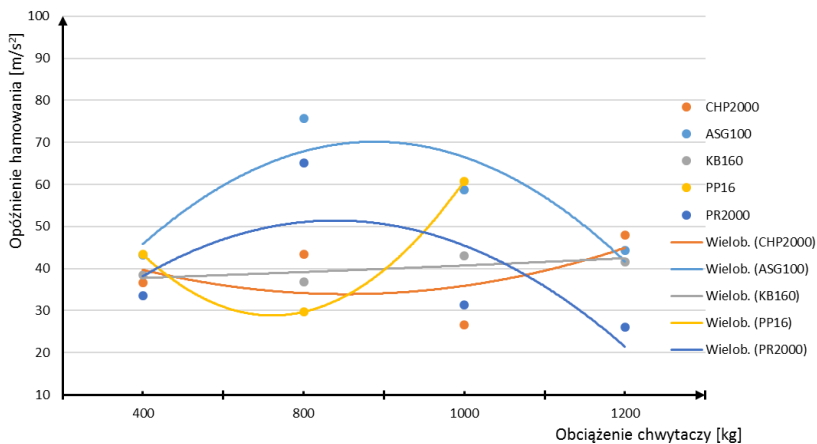
Rys. 6.41. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy ze smarem



Rys. 6.42. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 1200 kg w warunkach pracy ze smarem

Na podstawie przeprowadzonych badań, stwierdzono, że dla chwytacza typu ASG100 z obciążeniem 400 kg wartość opóźnienia maksymalna kształtuje się na poziomie $-60,41 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-75,11 \text{ m/s}^2$, $-92,52 \text{ m/s}^2$, $-40,59 \text{ m/s}^2$, co pokazane zostało

na rysunkach 8.41 oraz 8.42. Na kolejnych rysunkach zaprezentowano uzyskane wartości opóźnień dla chwytaczy typu KB160. Wartości te kształtowały się na poziomie $-31,27 \text{ m/s}^2$ dla obciążenia 400 kg natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-60,13 \text{ m/s}^2$, $-54,52 \text{ m/s}^2$, $-52,32 \text{ m/s}^2$. Kolejne próby wykonane na stawisku badawczym dały odpowiednio wartości opóźnień: dla chwytaczy typu PP16 wartości opóźnień na poziomie: $-35,87 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 kg uzyskano wartości odpowiednio $-44,78 \text{ m/s}^2$, $-61,12 \text{ m/s}^2$ co pokazano na rysunkach 6.45 i 6.46. Chwytacze typu PR2000 pozwoliły na zarejestrowanie opóźnień rzędu: $-35,37 \text{ m/s}^2$, z obciążeniem 400 kg oraz $-41,92 \text{ m/s}^2$, $-83,17 \text{ m/s}^2$, $-52,42 \text{ m/s}^2$ dla obciążeń odpowiednio 800, 1000 i 1200 kg. Podobnie jak w warunkach suchych obserwowano wartości opóźnień dla chwytaczy typu CHP 2000. Badania eksperymentalne pozwoliły na zarejestrowanie następujących wartości: dla obciążenia 400 kg maksymalna wartość opóźnienia kształtuje się na poziomie $-24,82 \text{ m/s}^2$ dla natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-28,73 \text{ m/s}^2$, $-42,2 \text{ m/s}^2$, $-34,29 \text{ m/s}^2$. Analizując otrzymane wartości opóźnień na podstawie badań eksperymentalnych można zauważyć, że w kolejnej próbie badań eksperymentalnych najmniejsze wartości opóźnień uzyskano dla chwytaczy typu CHP 2000. Na rysunku 6.43 zaprezentowano graficzne ujęcie otrzymanych wartości opóźnień na drodze eksperymentu fizycznego.



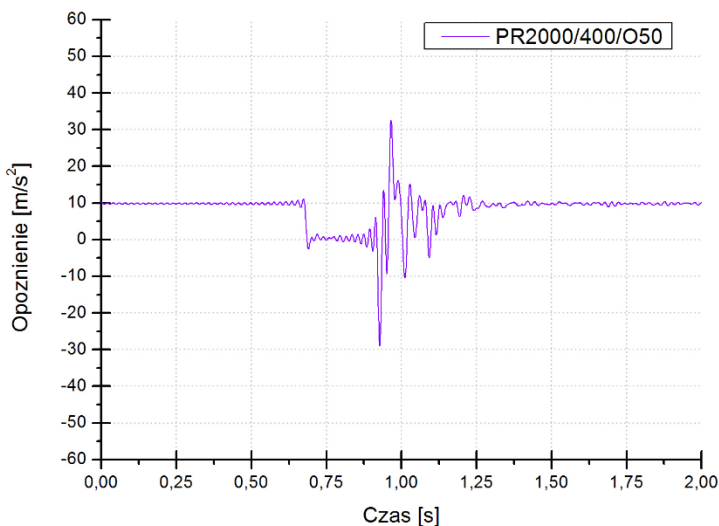
Rys. 6.43. Otrzymane wartości opóźnień dla chwytaczy w warunkach smarowanych smarem stałym na drodze eksperymentu fizycznego

Otrzymane dane aproksymowano wielomianem stopnia drugiego w postaci linii trendu. Największe wartości opóźnień uzyskano dla mniejszych obciążenia 800 kg. W tej próbie podobnie jak i w poprzedniej wartości obciążeń wyższe

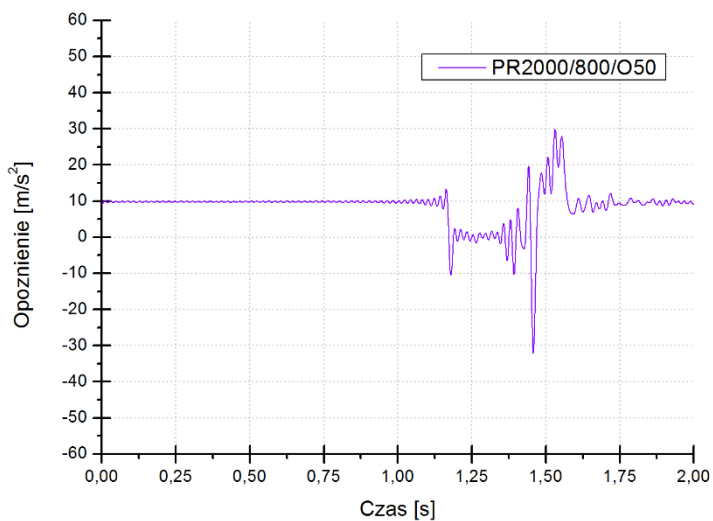
rzędu 1000 i 1200 kg w przypadku chwytaczy CHP 2000 dawały mniejsze wartości opóźnień niż dla obciążeń o mniejszej wartości. Największe wartości otrzymano również dla chwytaczy typu ASG oraz PR2000. W tej próbie eksperymentu chwytacze typu PP16 oraz chwytacze KB160 dały pośrednie wartości opóźnień.

6.2.4. Hamowanie w warunkach smarowanych mieszaniną oleju

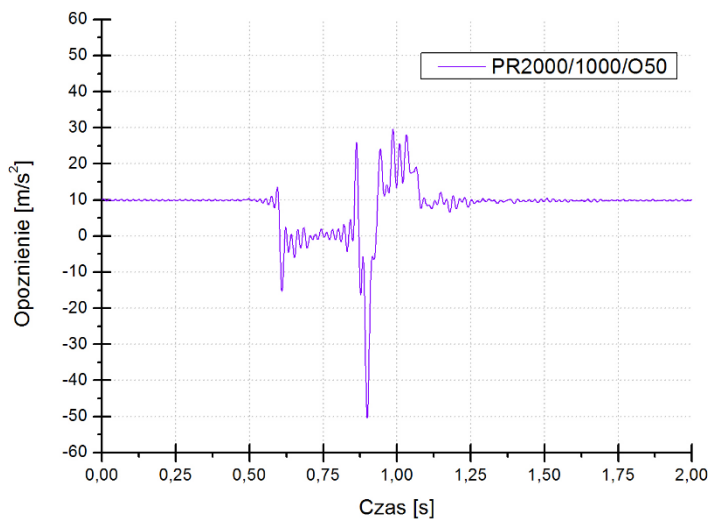
Częstym przypadkiem eksploatacyjnym jest zabrudzenie filmu olejowego przez niepożądane ciała w postaci kurzu lub kawałków tynku, który powoduje zaburzenie współpracy prowadnik–chwytacz. Niekorzystnym skutkiem jest również wpływ zabrudzenia na współpracę elementów hamujących w chwytaczu z prowadnicą poprzez zaklejenie powierzchni radełkowanych mazią w postaci mieszaniny oleju z pyłem. Na rysunkach 6.44–6.51 pokazane zostały charakterystyki hamowania chwytaczy PR2000 oraz CHP2000 w warunkach pracy smarowanych mieszaniną oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym w proporcji pół na pół.



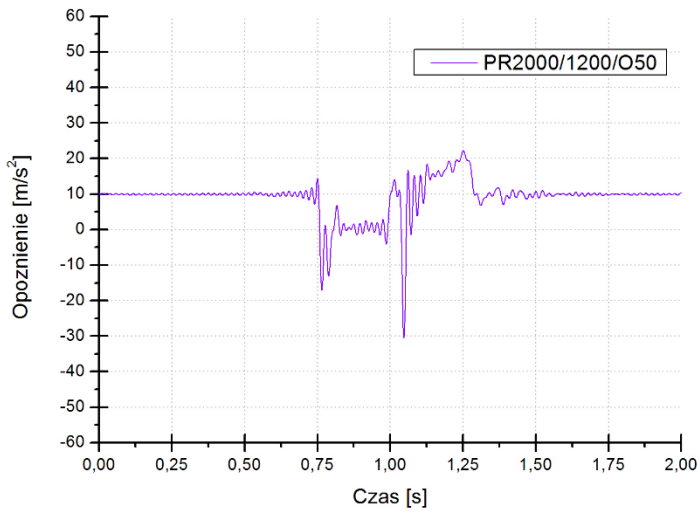
Rys. 6.44. Charakterystyka hamowania chwytacza typu PR2000 w warunkach smarowanych mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 400 kg



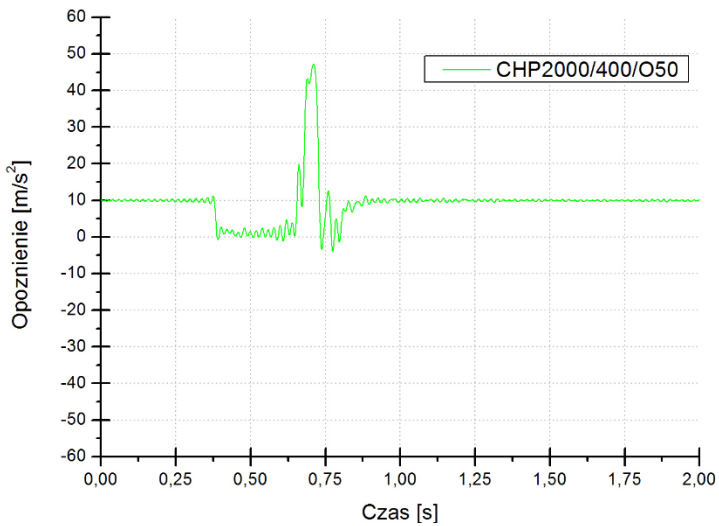
Rys. 6.45. Charakterystyka hamowania chwytacza typu PR2000 w warunkach smarowanych mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 800 kg



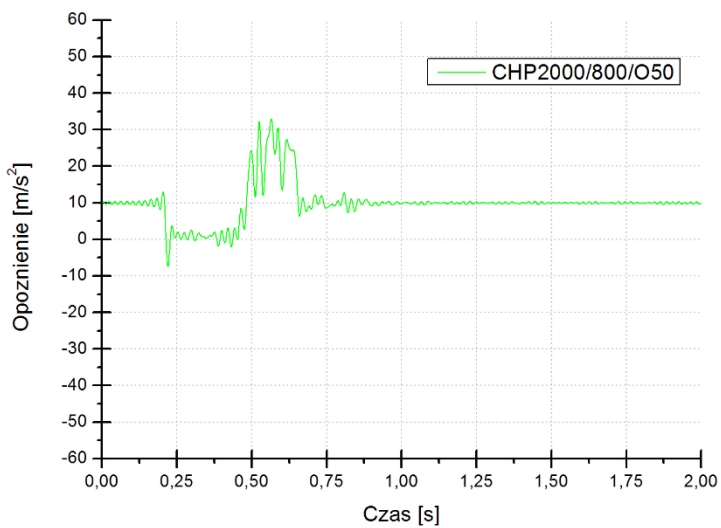
Rys. 6.46. Charakterystyka hamowania chwytacza typu PR2000 w warunkach smarowanych mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 1000 kg



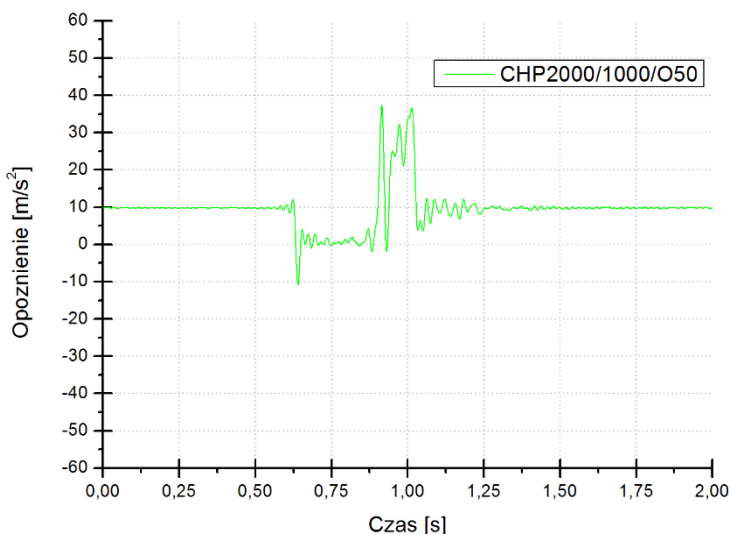
Rys. 6.47. Charakterystyka hamowania chwytacza typu PR2000 w warunkach smarowanych mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 1200 kg



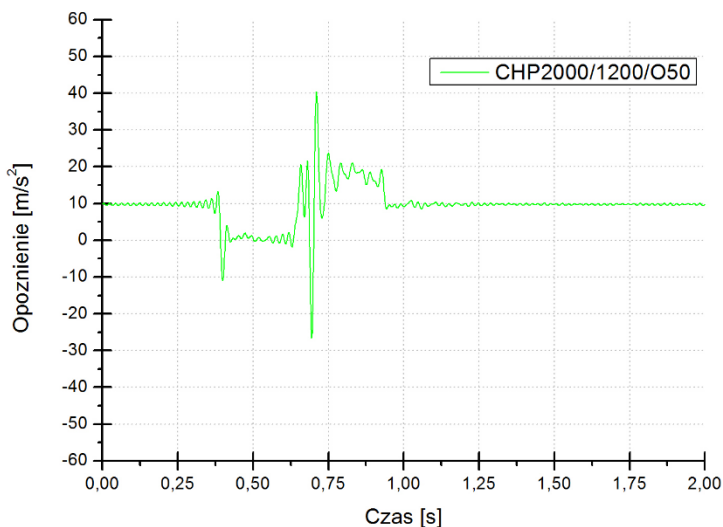
Rys. 6.48. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 z obciążeniem 400 kg w warunkach pracy z mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym



Rys. 6.49. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 800 kg w warunkach pracy z mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym



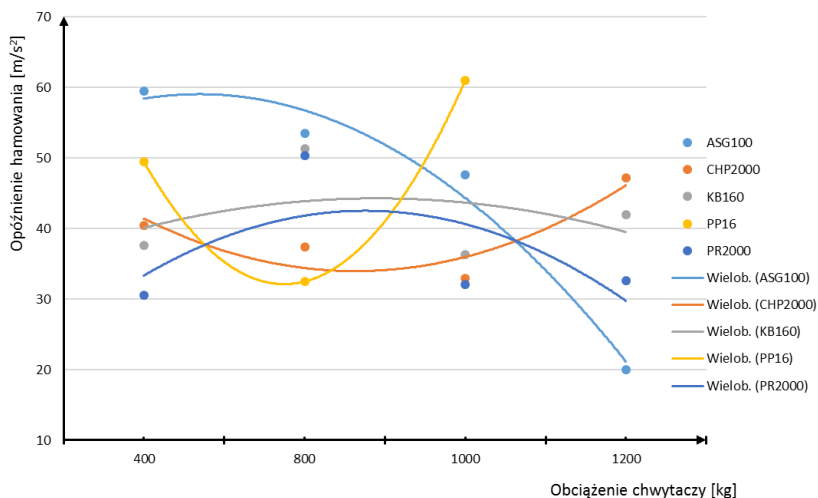
Rys. 6.50. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 1000 kg w warunkach pracy z mieszaniną oleju z piaskiem kwarcowym



Rys. 6.51. Charakterystyka hamowania chwytaczy typu CHP2000 z obciążeniem 1200 kg w warunkach pracy z mieszanką oleju z piaskiem kwarcowym)

Na podstawie przeprowadzonych badań z wykorzystaniem środka smarnego z piaskiem kwarcowym w postaci oleju mineralnego, stwierdzono, że dla chwytaczy typu ASG100 z obciążeniem 400 kg wartość maksymalna opóźnienia kształtuje się na poziomie $-30,30 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-64,19 \text{ m/s}^2$, $-64,85 \text{ m/s}^2$, $-76,53 \text{ m/s}^2$. Na następnych wykresach zaprezentowano uzyskane wartości opóźnień dla chwytaczy typu KB160. Wartości te kształtowały się na poziomie $-34,24 \text{ m/s}^2$ dla obciążenia 400 kg natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-53,5 \text{ m/s}^2$, $-68,42 \text{ m/s}^2$, $-55,39 \text{ m/s}^2$. Kolejne próby wykonane na stanowisku badawczym dla chwytaczy PP16 dały odpowiednio wartości opóźnień dla obciążenia 400 kg na poziomie: $-42,2 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 kg uzyskano wartości odpowiednio $-49,32 \text{ m/s}^2$, $-67,54 \text{ m/s}^2$. Chwytacze typu PR2000 pozwoliły na zarejestrowanie opóźnień rzędu: $-46,69 \text{ m/s}^2$, z obciążeniem 400 kg oraz $-50,22 \text{ m/s}^2$, $-68,23 \text{ m/s}^2$, $-48,82 \text{ m/s}^2$ dla obciążeń odpowiednio 800, 1000 i 1200 kg. Podobnie jak w warunkach suchych obserwowano wartości opóźnień dla chwytaczy typu CHP 2000 Badania eksperymentalne pozwoliły na zarejestrowanie następujących wartości: dla obciążenia 400 kg maksymalna wartość opóźnienia kształtuje się na poziomie $-22,75 \text{ m/s}^2$ dla natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-26,99 \text{ m/s}^2$, $-30,12 \text{ m/s}^2$, $-45,37 \text{ m/s}^2$. Analizując otrzymane wartości opóźnień na podstawie badań eksperymentalnych można zauważyć, że w kolejnej próbie badań najmniejsze wartości opóźnień uzyskano

dla chwytaczy typu CHP 2000. Na rysunku 6.52 zaprezentowano graficzne ujęcie otrzymanych wartości opóźnień na drodze eksperymentu fizycznego.

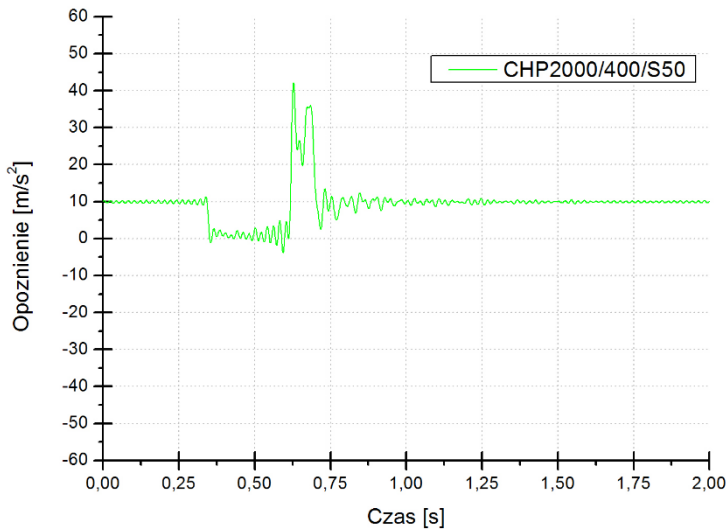


Rys. 6.52. Otrzymane wartości opóźnień dla chwytaczy w warunkach smarowanych smarem stałym na drodze eksperymentu fizycznego

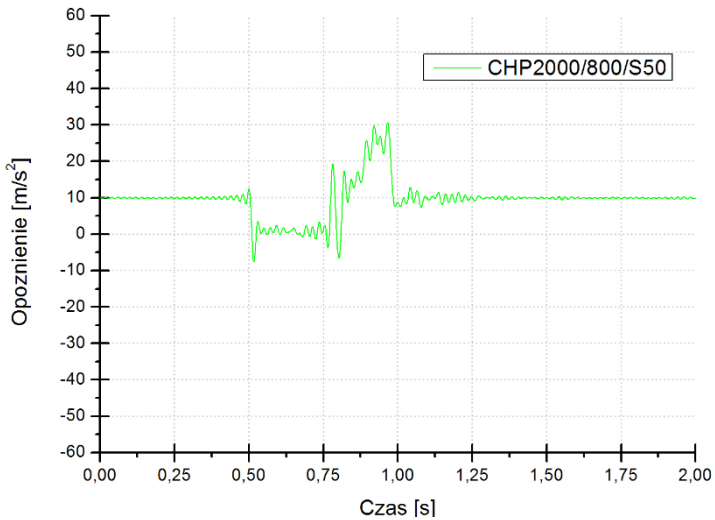
Otrzymane dane aproksymowano również wielomianem stopnia drugiego. Największe wartości opóźnień uzyskano dla mniejszych obciążeń 400 i 800 kg dla wszystkich testowanych typów chwytaczy. W tej próbie podobnie jak i w poprzedniej wartości obciążeń wyższe rzędu 1000 i 1200 kg w przypadku chwytaczy CHP 2000 dawały mniejsze wartości opóźnień. Największe wartości otrzymano również dla chwytaczy typu ASG100, PR2000 oraz PP16.

6.2.5. Hamowanie w warunkach smarowanych mieszaniną smaru

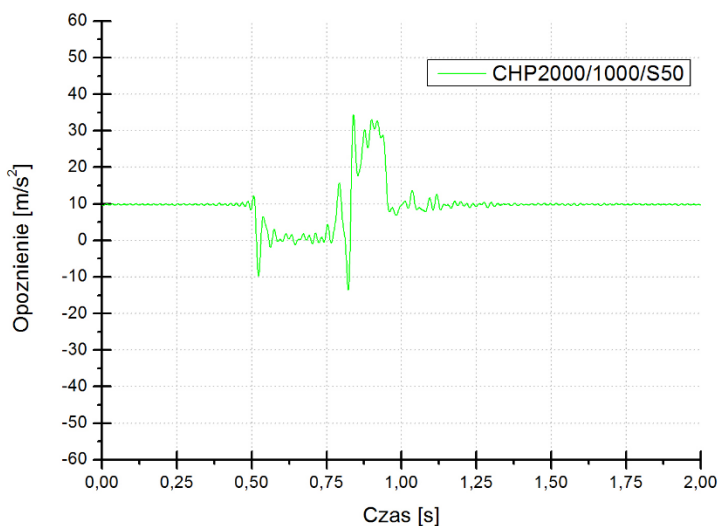
Podobne efekty zabrudzeń przewodnic obserwuje się w przypadku smarowania powierzchni przewodnicy smarem stałym. Na rysunkach 6.53–6.56 pokazane zostały charakterystyki hamowania chwytaczy w warunkach pracy smarowanych mieszaniną smaru z piaskiem kwarcowym w proporcji pół na pół. Na poniższych rysunkach zaprezentowano wybrane charakterystyki hamowania badanego układu wyposażonego w chwytacze CHP2000.



Rys. 6.53. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 w warunkach smarowanych mieszaniną smaru z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 400 kg



Rys. 6.54. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 w warunkach smarowanych mieszaniną smaru z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 800 kg



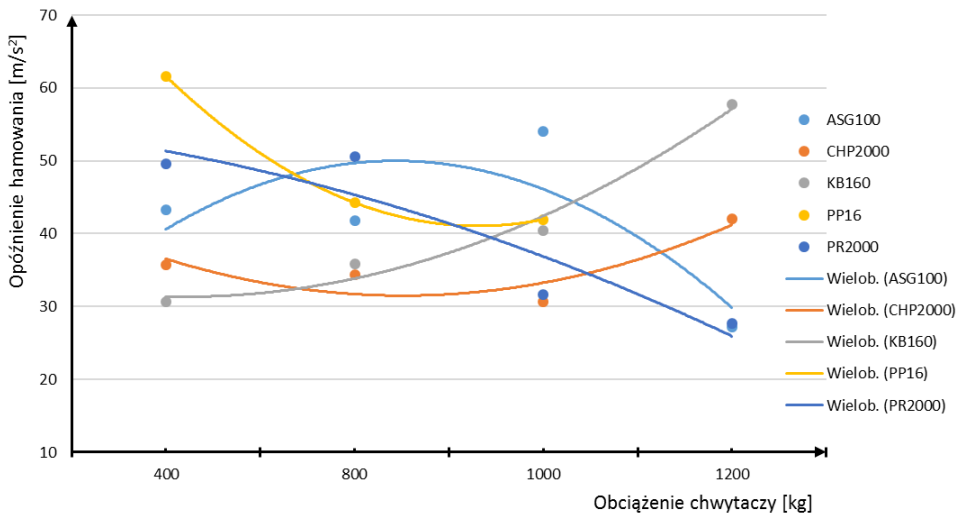
Rys. 6.55. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 w warunkach smarowanych mieszaniną smaru z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 1000 kg



Rys. 7.56. Charakterystyka hamowania chwytacza typu CHP2000 w warunkach z mieszaniną smaru z piaskiem kwarcowym z obciążeniem 1200 kg

Na podstawie przeprowadzonych badań, stwierdzono, że dla chwytacza typu ASG100 z obciążeniem 400 kg wartość opóźnienia maksymalna kształtuje się na poziomie $-44,59 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-71,58 \text{ m/s}^2$, $-59,09 \text{ m/s}^2$, $-52,74 \text{ m/s}^2$. Na kolejnych wykresach przedstawiono uzyskane wartości opóźnień dla chwytacza typu

KB160. Wartości te kształtowały się na poziomie $-37,59 \text{ m/s}^2$ dla obciążenia 400 kg natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-57,85 \text{ m/s}^2$, $-40,55 \text{ m/s}^2$, $-34,17 \text{ m/s}^2$. Kolejne próby wykonane na stawisku badawczym dały wartości opóźnień dla chwytaczy typu PP16 na poziomie: $-53,03 \text{ m/s}^2$, natomiast dla obciążenia 800, 1000 kg uzyskano wartości odpowiednio $-78,67 \text{ m/s}^2$, $-49,73 \text{ m/s}^2$. Chwytacze typu PR2000 pozwoliły na zarejestrowanie opóźnień rzędu: $-31,87 \text{ m/s}^2$, z obciążeniem 400 kg oraz $-48,57 \text{ m/s}^2$, $-68,58 \text{ m/s}^2$, $-67,31 \text{ m/s}^2$ dla obciążeń odpowiednio 800, 1000 i 1200 kg. Podobnie jak w warunkach suchych obserwowano wartości opóźnień dla chwytaczy typu CHP 2000. Badani eksperymentalne pozwoliły na zarejestrowanie następujących wartości: dla obciążenia 400 kg maksymalna wartość opóźnienia kształtuje się na poziomie $-22,62 \text{ m/s}^2$ dla natomiast dla obciążenia 800, 1000 i 1200 kg uzyskano wartości odpowiednio $-26,98 \text{ m/s}^2$, $-32,55 \text{ m/s}^2$, $-39,3 \text{ m/s}^2$. Analizując otrzymane wartości opóźnień na podstawie badań eksperymentalnych można zauważyć, że w kolejnej próbie badań najmniejsze wartości opóźnień uzyskano dla chwytaczy typu CHP 2000. Na rysunku 6.57 zaprezentowano graficzne ujęcie otrzymanych wyników.



Rys. 6.57. Otrzymane wartości opóźnień dla chwytaczy w warunkach smarowanych smarem stałym na drodze eksperymentu fizycznego

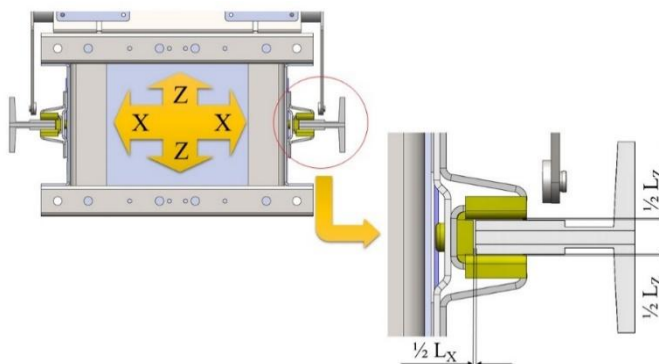
Dane otrzymane podczas eksperymentu aproksymowano wielomianem stopnia drugiego w postaci linii trendu. Największe wartości opóźnień uzyskano dla mniejszych obciążeń 400 i 800 kg. W tej próbie podobnie jak i w poprzedniej wyższe wartości obciążeń rzędu 1000 i 1200 kg w przypadku

chwytnicy CHP 2000 dawały mniejsze wartości opóźnień. Największe wartości otrzymano również dla chwytnicy typu ASG100, PR2000 oraz PP16.

Analiza otrzymanych wartości opóźnień hamowania w całości potwierdza postawioną tezę, mówiącą o generowaniu różnej charakterystyki hamowania przez chwytnice poślizgowe w czasie pracy. Ponadto, analiza otrzymanych wyników stanowczo potwierdza, że zaproponowana przez autora konstrukcja chwytnicy typu CHP2000 osiąga dużo lepsze wartości opóźnień oraz długość drogi hamowania niż pozostałe modele chwytnicy w zmiennych warunkach eksploatacyjnych.

6.3. Opóźnienia hamowania w odniesieniu do przemieszczenia poprzecznego kabiny

Badania eksperymentalne awaryjnego hamowania z wykorzystaniem spadku swobodnego umożliwiły rejestrowanie wartości opóźnień w osiach prostopadłych do osi spadku swobodnego. Podczas wykonywania eksperymentu rejestrowano wartość opóźnienia w osi X – a_x oraz w osi Z – a_z , co zostało pokazane na rysunku 6.58. Wykorzystując zarejestrowane wartości przyspieszeń oraz przygotowany skrypt w programie Matlab możliwe było oszacowanie wartości luzów w układzie prowadzenia ramy testowej, a także kontrola ugięcia przewodników ślizgowych w czasie hamowania. Wartości luzów obliczono całując dwukrotnie otrzymane wartości opóźnień otrzymując w ten sposób wartości przemieszczeń.



Rys. 6.58. Schemat powstawania luzów w układzie prowadzenia ramy dźwigu ciernego, L_X –luz w płaszczyźnie osi prowadnic, L_Z –luz między prowadnikiem, a powierzchniami bocznymi prowadnic [opracowanie własne]

Wartości luzów pomiędzy przewodnikami, a płaszczyznami przewodnic w poszczególnych osiach można wyznaczyć z zależności (6.1) oraz (6.2).

$$S_X = 2 \cdot L_X \quad (6.1)$$

$$S_Z = 2 \cdot L_Z \quad (6.2)$$

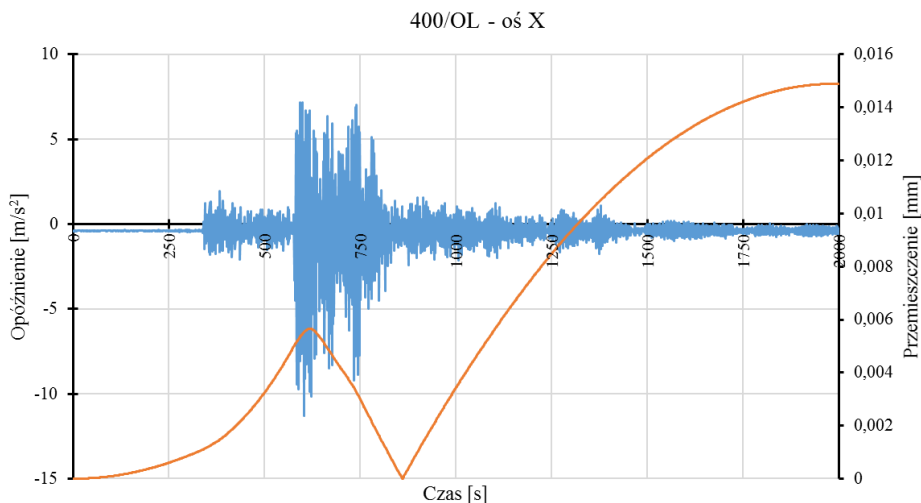
gdzie:

S_X – rozstaw przewodnic w płaszczyźnie X, [mm]

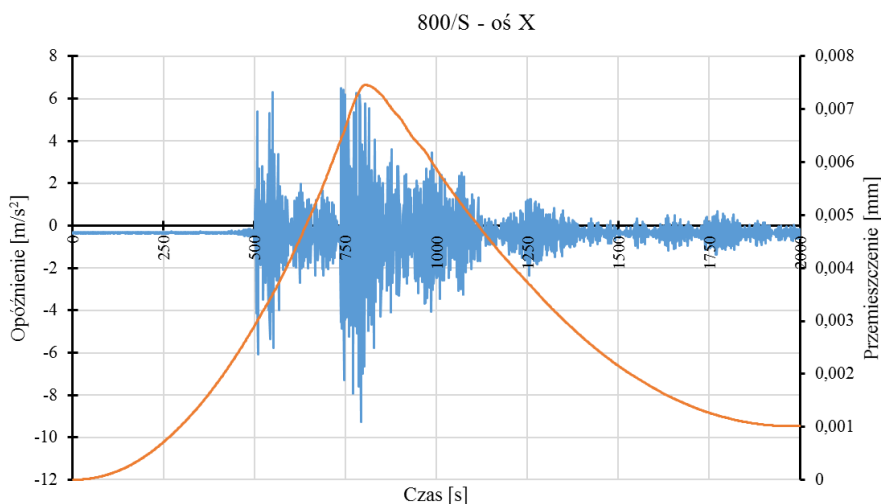
S_Z – luz między płaszczyznami przewodnic, a płaszczyznami przewodników w płaszczyźnie Z, [mm]

L_X, L_Z – luz między płaszczyznami przewodnic, a płaszczyznami przewodników ślizgowych w poszczególnych płaszczyznach, [mm]

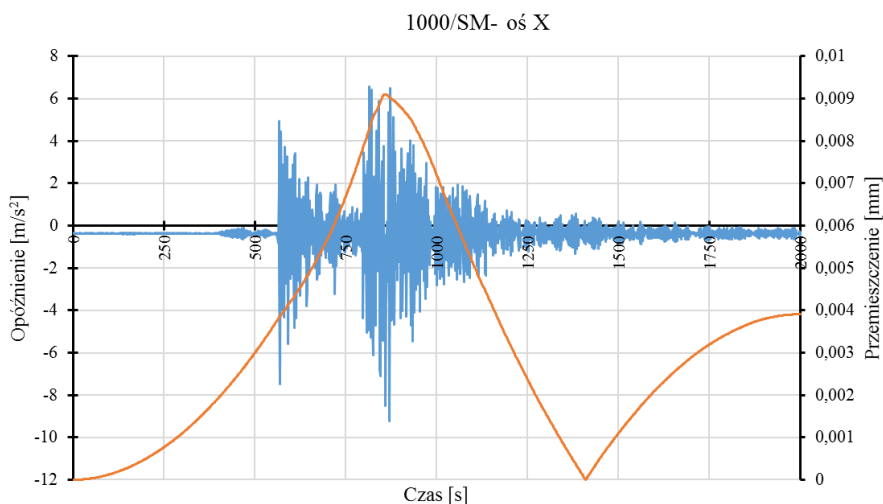
Na rysunkach 6.59–6.61 zaprezentowano wartości luzów w płaszczyznach L_X oraz L_Z obliczone na podstawie otrzymanych wartości opóźnień otrzymanych na drodze eksperymentu.



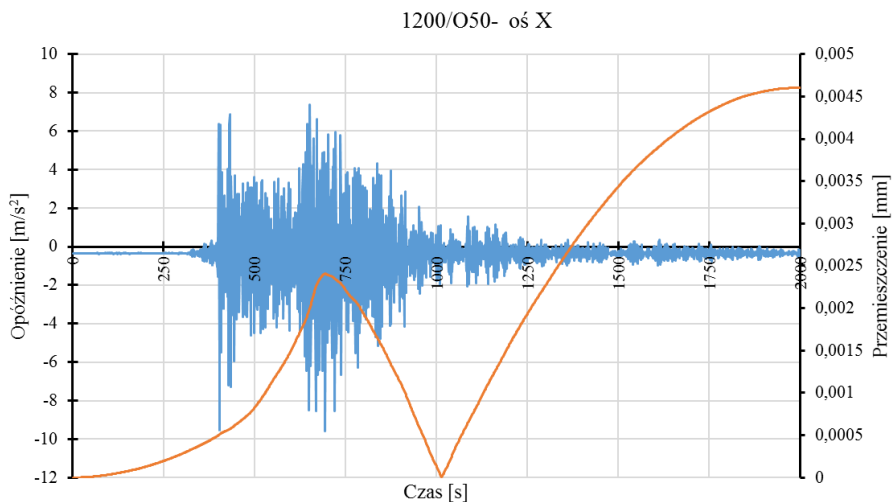
Rys. 6.59. Charakterystyka zarejestrowanego opóźnienia podczas eksperymentu dla chwytaczy typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 400 kg na przewodnikach smarowanych olejem mineralnym wraz z obliczonym przemieszczeniem na przewodnikach względem płaszczyzny przewodnic



Rys. 6.60. Charakterystyka zarejestrowanego opóźnienia podczas eksperymentu dla chwytacza typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 800 kg na prowadnicach suchych wraz z obliczonym przemieszczeniem na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic



Rys. 6.61. Charakterystyka zarejestrowanego opóźnienia podczas eksperymentu dla chwytacza typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 1000 kg na prowadnicach smarowanych smarem stałym wraz z obliczonym przemieszczeniem na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic

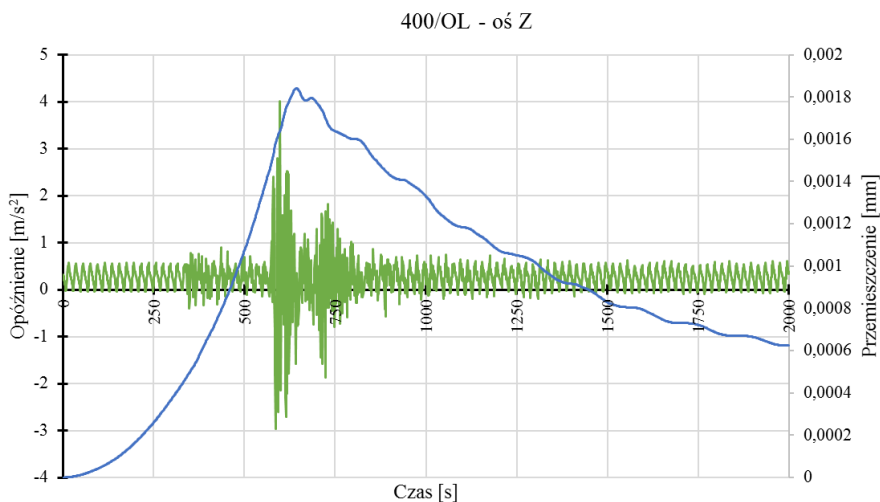


Rys. 6.62. Charakterystyka zarejestrowanego **opóźnienia** podczas eksperymentu dla chwytacza typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 1200 kg na prowadnicach smarowanych mieszaniną oleju mineralnego z kwarcowym wraz z obliczonym **przemieszczeniem** na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic

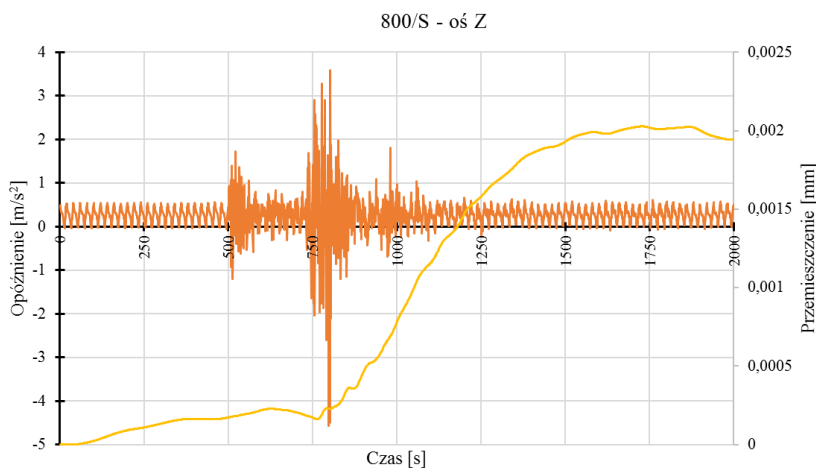
Na rysunkach 6.59 do 6.62 zaprezentowano charakterystyki opóźnienia zarejestrowane podczas hamowania modelu dźwigu wyposażonego w chwytacze typu CHP2000 w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz z różnym obciążeniem. Na podstawie wykonanych obliczeń można zauważyć, że w obszarach największych opóźnień można zaobserwować tendencję wzrostową co do wartości przemieszczeń wraz ze wzrostem obciążenia. Wartości przemieszczeń kształtują się następująco:

- dla obciążenia 400 kg wartość przemieszczenia wynosi około 5,4 mm,
- dla obciążenia 800 kg wartość przemieszczenia wynosi około 7,2 mm,
- dla obciążenia 1000 kg wartość przemieszczenia wynosi około 9 mm,
- dla obciążenia 1200 kg wartość przemieszczenia wynosi około 2,5 mm.

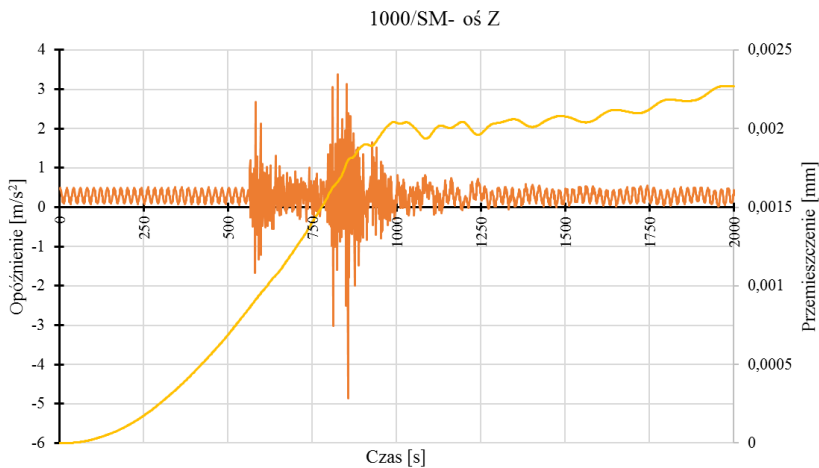
Zważywszy, że luz ustawiony podczas eksperymentu między powierzchnią prowadników ślizgowych, a powierzchniami prowadnic wynosił około 6 mm, można stwierdzić, że w niektórych przypadkach wartość maksymalna otrzymana z obliczeń przyjmuje wartość większą niż wartość ustawionego luzu. Powodem wzrostu tej wartości jest najprawdopodobniej ugięcie się wkładki prowadnika podczas hamowania na skutek niesymetryczności ustawienia obciążenia w ramie lub na skutek samoczynnego się przesunięcia obciążenia podczas hamowania. Innym powodem wzrostu tej wartości mogło być również wytarcie się powierzchni prowadników podczas wykonywania poszczególnych prób hamowania.



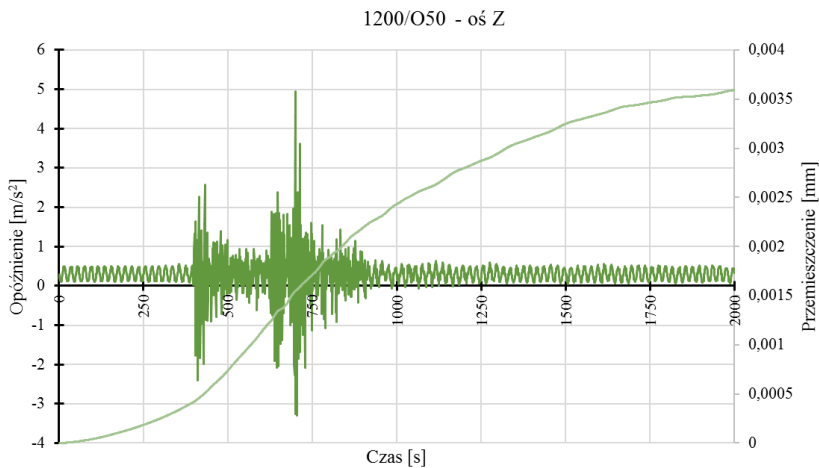
Rys. 6.63. Charakterystyka zarejestrowanego **opóźnienia** podczas eksperymentu dla chwytacza typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 400 kg na prowadnicach smarowanych olejem mineralnym wraz z obliczonym **przemieszczeniem** na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic



Rys. 6.64. Charakterystyka zarejestrowanego **opóźnienia** podczas eksperymentu dla chwytacza typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 800 kg na prowadnicach suchych wraz z obliczonym **przemieszczeniem** na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic



Rys. 6.65. Charakterystyka zarejestrowanego opóźnienia podczas eksperymentu dla chwytaczy typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 1000 kg na prowadnicach smarowanych smarem stałym wraz z obliczonym przemieszczeniem na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic



Rys. 6.66. Charakterystyka zarejestrowanego opóźnienia podczas eksperymentu dla chwytaczy typu CHP2000 podczas hamowania z obciążeniem 1200 kg na prowadnicach smarowanych mieszaniną oleju mineralnego z kwarcowym wraz z obliczonym przemieszczeniem na prowadnicach względem płaszczyzny prowadnic

Na rysunkach 6.63 do 6.66 pokazano podobne zależności dla osi Z. W tym przypadku zaobserwowano, że wartości przemieszczeń kształtują się następująco:

- dla obciążenia 400 kg wartość przemieszczenia wynosi około 1,8 mm,
- dla obciążenia 800 kg wartość przemieszczenia wynosi około 2 mm,
- dla obciążenia 1000 kg wartość przemieszczenia wynosi około 2,2 mm,
- dla obciążenia 1200 kg wartość przemieszczenia wynosi około 2,5 mm.

Zważywszy, że całkowity luz ustawiony podczas eksperymentu między powierzchnią przewodników ślizgowych, a powierzchniami przewodnic wynosił około 1,2 mm, można zauważyć że przedstawionych przypadkach wartość maksymalna otrzymana z obliczeń również przyjmuje wartości większe niż wartość ustawionego luzu. Powodem wzrostu tej wartości jest najprawdopodobniej ugięcie się wkładki przewodnika podczas hamowania na skutek niesymetryczności ustawienia obciążenia lub jak w przypadku przedstawionym powyżej powodem wzrostu tej wartości mogło być wytarcie się powierzchni przewodników podczas wykonywania poszczególnych prób hamowania.

7. Wskaźniki procesu hamownia chwytnicy

Jak już opisano w trzecim rozdziale niniejszej pracy, w literaturze światowej brak jest prac opisujących działanie układów hamulcowych stosowanych w urządzeniach dźwigowych, zwłaszcza w warunkach krytycznego hamowania. Opisanie zjawisk towarzyszących procesowi hamowania w warunkach dynamicznych w różnych warunkach eksploatacyjnych zależnościami matematycznymi jest dość trudne z uwagi na występowanie zmiennych warunków eksploatacyjnych w postaci zabrudzeń na powierzchni prowadnic, co w przedstawionych przypadkach jest całkowicie losowe. W przedstawionej pracy podjęto próbę ustalenia, na ile proces hamowania awaryjnego dźwigu ciernego jest przewidywalny w zmiennych warunkach eksploatacyjnych i jak będą działały chwytnice typu CHP2000 w odniesieniu do istniejących rozwiązań.

Zważywszy, że przedstawione zagadnienia charakteryzują się zbiorami dyskretnymi, opis tych zagadnień oraz estymatory opisujące zbiory dyskretne są opisane w publikacjach z zakresu mechaniki drgań. W publikacji [2] autorzy przedstawiają metodykę opisu zbiorów dyskretnych w dziedzinie czasu za pomocą dwóch wartości: wartości średniej drogi hamowania \bar{h} opisanej zależnością (6.3) oraz wariancji W_h opisanej zależnością (6.4) [2]:

Wartość średniej \bar{h}

$$\bar{h} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^{i=k} h \quad (6.3)$$

Wariancja W_h

$$W_h = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^{i=k} (h - \bar{h})^2 \quad (6.4)$$

Należy zwrócić szczególną uwagę na fakt, że w przypadku drgań harmonicznym powyższe estymatory pozostają z sobą w związku. W przypadku drgań poliharmonicznych wspomniane wartości są różnymi, niemającymi ze sobą związku, parametrami charakteryzującymi przebiegi drgań [2]. Dlatego też do opisu charakterystyk wykorzystuje się często wskaźnik niepewtarzalności drogi hamowania X_h będący stosunkiem odchylenia standardowego oraz wartości średniej opóźnienia hamowania, opisanego zależnością (6.5):

$$X_h = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \sum_{i=1}^{i=k} (h - \bar{h})^2}}{\bar{h}} \quad (6.5)$$

gdzie:

X_h – wskaźnik niepewtarzalności drogi hamowania,

h – droga hamowania

k – liczba cykli

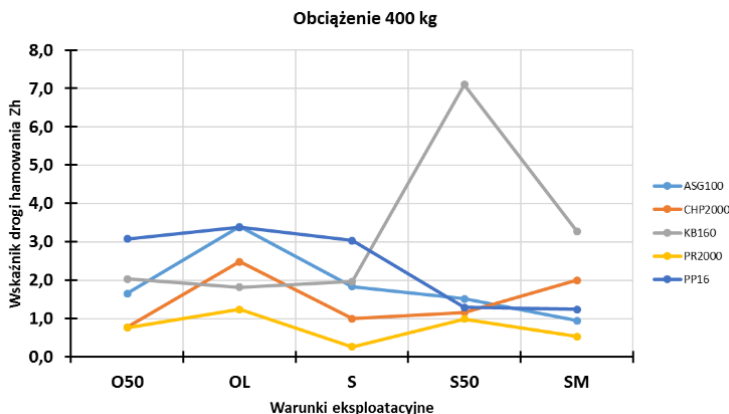
i – kolejny numer

W celu wytypowania zakresu cyklu pomiarowego z poszczególnych prób obserwowano, w jakiej wartości czasu danej próby nastąpił początek spadku swobodnego, a także dla jakiej nastąpił początek procesu hamowania do czasu zatrzymania.

7.1. Wskaźniki niepowtarzalności hamowania

Długość drogi hamowania w zmiennych warunkach eksploatacyjnych jest istotną wartością z punktu widzenia eksploatacji urządzeń dźwigowych. Na rysunkach 6.67–6.70 zaprezentowano wskaźniki niepowtarzalności dla poszczególnych grup obciążenia w różnych warunkach eksploatacyjnych. Zaprezentowane wykresy zostały sporządzone w oparciu o zależność matematyczną (6.5).

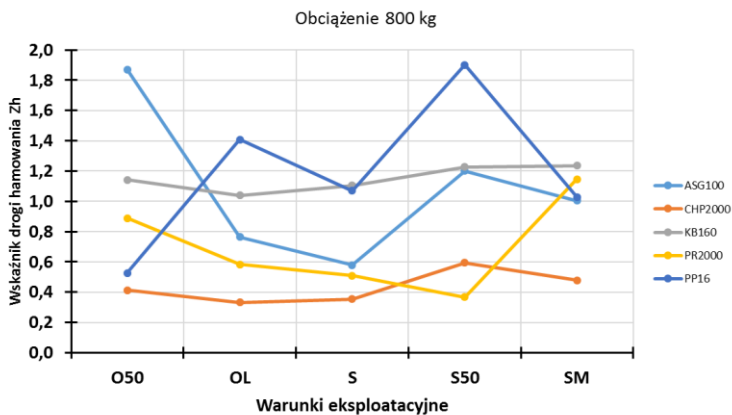
Na rysunkach 6.67–6.70 zaprezentowano obliczone na podstawie zależności (8.3) wskaźniki niepowtarzalności hamowania badanych chwytaczy w warunkach dynamicznych.



Rys. 6.67. Wskaźnik niepowtarzalności drogi hamowania z obciążeniem 400 kg dla poszczególnych typów chwytaczy: S – prowadnica sucha, OL – prowadnica smarowana olejem mineralnym, O50 – prowadnica smarowana mieszanką oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym, SM – prowadnica smarowana smarem, S50 – prowadnica smarowana mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym

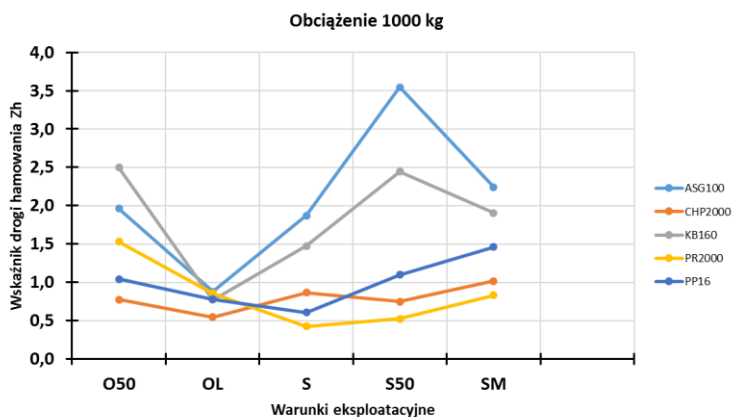
Dla prób z obciążeniem 400 kg stwierdzono, że wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,8, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,0 oraz olejem mineralnych „OL” około 3,2. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 1,7 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,7. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla

chwytaczy typu CHP2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,0, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 2,0 oraz olejem mineralnych „OL” około 2,5. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,75 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,1. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu KB160 w warunkach suchych „S” wynosiła około 2,0 w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 3,3 oraz olejem mineralnych „OL” około 2,0. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 2,0 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 7,0. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PR2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,2, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 0,5 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,8. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,7 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,0. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PP16 w warunkach suchych „S” wynosiła około 3,0, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,1 oraz olejem mineralnych „OL” około 3,2. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 3,05 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,1.

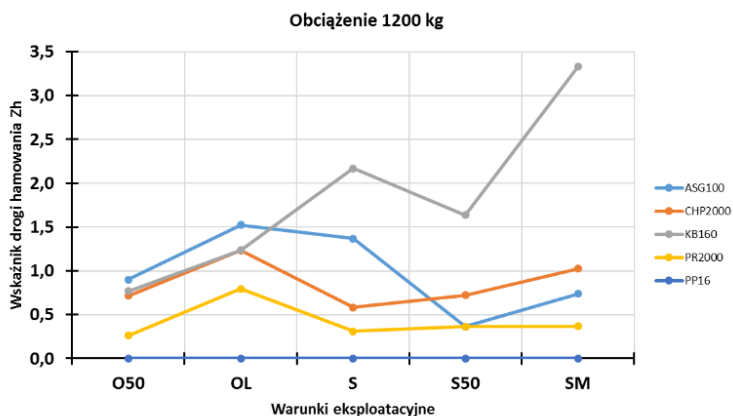


Rys. 6.68. Wskaźnik niepowtarzalności drogi hamowania z obciążeniem 800 kg dla poszczególnych typów chwytaczy: S – prowadnica sucha, OL – prowadnica smarowana olejem mineralnym, O50 – prowadnica smarowana mieszanką oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym, SM – prowadnica smarowana smarem, S50 – prowadnica smarowana mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym

Analizując rysunki wskaźnika zmienności dla obciążenia 800 kg stwierdzono, że wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,6, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,0 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,75. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 1,2 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,8. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu CHP2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,38, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 0,5 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,375. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,4 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,6. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu KB160 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,15, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,22 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,05. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 1,15 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,2. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PR2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,5, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,17 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,6. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,9 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,4. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PP16 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,05, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,0 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,4. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,55 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,9.



Rys. 6.69. Wskaźnik niepowtarzalności drogi hamowania z obciążeniem 1000 kg dla poszczególnych typów chwytaczy: S – prowadnica sucha, OL – prowadnica smarowana olejem mineralnym, O50 – prowadnica smarowana mieszanką oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym, SM – prowadnica smarowana smarem, S50 – prowadnica smarowana mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym



Rys. 6.70. Wskaźnik niepowtarzalności drogi hamowania z obciążeniem 1200 kg dla poszczególnych typów chwytaczy: S – prowadnica sucha, OL – prowadnica smarowana olejem mineralnym, O50 – prowadnica smarowana mieszanką oleju mineralnego z piaskiem kwarcowym, SM – prowadnica smarowana smarem, S50 – prowadnica smarowana mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym

Dla prób z obciążeniem 1000 kg można zauważyć, że wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,7, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 2,2 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,7. Odpowiednio dla

warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 2 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 3,5. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu CHP2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,7, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,5. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,7 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,5. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu KB160 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,5 w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,8 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,75. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 2,5 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 2,5. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PR2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,75, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 0,7 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,75. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 1,5 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,5. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PP16 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,55, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,5 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,75. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 1,1 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,1.

Dla prób z obciążeniem 1200 kg stwierdzono, że wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu ASG100 w warunkach suchych „S” wynosiła około 1,4, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 0,7 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,5. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,8 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,4. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu CHP2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,55, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 1,0 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,25. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,8 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,6. Wartość wskaźnika niepowtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu KB160 w warunkach suchych „S” wynosiła około 2,2, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 3,3 oraz olejem mineralnych „OL” około 1,25. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym

„O50” około 0,85 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 1,6. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PR2000 w warunkach suchych „S” wynosiła około 0,25, w warunkach smarowanych smarem stałym „SM” około 0,3 oraz olejem mineralnych „OL” około 0,75. Odpowiednio dla warunków smarowanych mieszanką oleju z kwarcowym „O50” około 0,25 oraz dla pracy w warunkach smarowania mieszanką smaru z piaskiem kwarcowym „S50” około 0,3. Wartość wskaźnika niepewtarzalności drogi hamowania dla chwytaczy typu PP16 we wszystkich warunkach wyniósł 0, ponieważ próby z tym obciążeniem nie zostały zrealizowane, co opisano w podrozdziale 6.2 niniejszej pracy.

Przedstawione na rysunkach 6.67–6.70 wyniki obliczeń, skłaniają do sformułowania kilku spostrzeżeń. Zmiana obciążenia chwytaczy wpływa na wskaźnik zmienności drogi hamowania nie proporcjonalnie do zmiany wartości obciążenia. Na wielkość drogi hamowania ma wpływ nie tylko zmiana warunków eksploatacyjnych ale również kinematyka samych chwytaczy. Dla wartości obciążenia 400 kg chwytacze typu KB 160 dla pracy w warunkach smarowanych mieszanką smaru z kwarcowym wykazały że wskaźnik zmienności ma największą wartość sięgającą około 7. Pozostałe chwytacze dla wszystkich rozpatrywanych warunków w zakresie obciążenia 400 kg osiągają wartość wskaźnika niepewtarzalności między 0 a 3,2. Dla obciążenia o wartości 800 kg wskaźnik niepewtarzalności dla wszystkich badanych chwytaczy zawiera się w zakresie od 0,35 do 1,85. Wzrost wskaźnika zmienności drogi hamowania można zaobserwować dla obciążenia 1000 kg., zwłaszcza dla pracy w warunkach smarowanych smarem stałym oraz jego mieszanką. Dla wartości obciążenia 1200 kg wartości wskaźnika niepewtarzalności zawierają się w zakresie między 0,4 a 3,5. Z kolei analizując otrzymane wartości współczynników zmienności drogi hamowania pod kątem wrażliwości poszczególnych chwytaczy można zauważyć że chwytacze typu CHP2000 oraz PR2000 mają najmniejsze wartości współczynników zmienności, a chwytacze typu PP16, KB160 oraz ASG 100 mają te wartości współczynników większe.

Powodem takiego zjawiska były prawdopodobnie:

- Zmiana geometrii rolki blokującej w chwytaczy (niepożądane zjawisko ścierania powierzchni radełkowanej),
- Chwytacze typu KB160 zamiast rolki hamującej posiadają kliny hamujące, co w konsekwencji badań powodowało że chwytacze tego typu osiągały różną wartość drogi hamowania dla poszczególnych prób,
- Chwytacze typu CHP2000 z uwagi na odmienną budowę do pozostałych chwytaczy osiągały najmniejsze wartości współczynnika zmienności drogi hamowania.

Ponadto można zauważyć, że chwytacze typów CHP2000 oraz PR2000 osiągały mniejsze wartości współczynników zmienności drogi hamowania w stosunku do pozostałych dla wyższych obciążeń. Spowodowane to jest podatnością elementów sprężystych odpowiedzialnych za wygenerowanie siły hamującej o odpowiedniej wartości.

Postawiona teza w początkowej części monografii znajduje swoje potwierdzenie w analizie otrzymanych wartości wskaźników niepowtarzalności hamowania chwytaczy w zmiennych warunkach eksploatacyjnych.

8. Wnioski z przeprowadzonych badań

W przedstawionej pracy podjęto próbę wyjaśnienia wpływu zmiennych warunków eksploatacyjnych oraz zmiennego obciążenia na wartość opóźnienia hamowania w warunkach spadku swobodnego dźwigu ciernego. Przyjęto, że rozpatrywane zmienne warunki eksploatacyjne mają wpływ na długość drogi hamowania, a tym samym na wartość opóźnienia. W celu wyznaczenia parametrów hamowania oraz analizy otrzymanych wyników przeprowadzono badania metodą spadku swobodnego na zbudowanym stanowisku symulującym spadek swobodny. Badania polegały na wywołaniu spadku swobodnego poprzez uwolnienie ramy nośnej dźwigu ciernego w zmiennych warunkach eksploatacyjnych uzyskanych poprzez smarowanie prowadnic środkami smarnymi oraz ich mieszaninami, a także rejestrowaniu odpowiednich parametrów w czasie badania.

Mając na uwadze skomplikowany charakter zagadnienia, a co za tym idzie wiele nie rozwiązanych problemów w przedstawionej rozprawie, niniejsza praca stanowi pewną zamkniętą całość. Można uważać, że jest ona skromnym, ale istotnym wkładem w lepsze poznanie zagadnień zarówno teoretycznych jak również doświadczalnych dotyczących procesów i zjawisk zachodzących podczas hamowania awaryjnego dźwigu ciernego wyposażonego w chwytacze poślizgowe. Wyniki przedstawione w rozprawie mogą być przydatne w dalszych badaniach modelowych oraz symulacyjnych, a także przy budowie maszyn oraz urządzeń bezpieczeństwa stosowanych w dźwigach ciernych a także przy budowie systemów eksperckich mających na celu weryfikację poprawnej pracy hamulców. Interdyscyplinarny obszar zagadnień, rezultaty badań oraz wnioskujące z nich wnioski dają możliwość ich wykorzystania w dalszych badaniach o podobnym obszarze. Uzyskanie wyników badań mogą również wskazywać nowe obszary przyszłych badań np. w zakresie wykorzystania nowoczesnych materiałów z pamięcią kształtu czy też zjawisk indukcji magnetycznej podczas hamowania. Wspomniane technologie na dzień dzisiejszy nie są stosowane w obszarach związanych z układami bezpieczeństwa urządzeń dźwigowych będących jednym z podstawowym zabezpieczeniem podróżujących przed niekontrolowanym zwiększeniem prędkości.

Przeprowadzona analiza uprawnia do sformułowania następujących wniosków końcowych:

1. Brak opracowań naukowych w poruszonej tematyce jest wynikiem trudności wynikających z odzwierciedleniem realnych warunków pracy dźwigów. Dlatego też, zaproponowana przez autora forma badań doskonale wpisują się w obecnie panujące trendy rozwoju maszyn roboczych jakimi są dźwigi.

2. Zaproponowana przez autora konstrukcja chwytacza typu CHP2000 w odmiennym do pozostałych umieszczeniu elementu podatnego powoduje, że są bardziej wrażliwe na zmienne warunki eksploatacyjne. W takiej konfiguracji konstrukcyjnej chwytacze typu CHP2000 wpisują się w badany zakres obciążenia w zmiennych warunkach eksploatacyjnych.
3. Stosowanie ram nośnych w postaci cienkościennych elementów skręcanych w warunkach awaryjnego hamowania wywołanym niekontrolowanym przyrostem prędkości mogą powodować, że mierzone wartości opóźnień są dodatkowo zakłócone, co wymaga stosowania odpowiednich filtrów separujących szum od rejestrowanych wartości opóźnień.
4. Opracowana przez autora konstrukcja chwytacza ze zmniejszoną wartością skoku jałowego rolki hamującej w chwytaczach typu CHP2000 powodowała, że wartości opóźnień są bardziej przewidywalne niż w innych konstrukcjach poddanych badaniom.
5. Zastosowane obciążenie testowe odbiegające od teoretycznych wartości przedstawionych w rozdziale 4.2 nie wpływała niekorzystnie na wartości opóźnień.
6. Badania eksperymentalne wykazały, że w przypadku zaproponowanego rozwiązania chwytacza typu CHP 2000 wartości opóźnień obliczone na podstawie zależności matematycznej (6.7) osiągały najbardziej korzystne co do wartości, wartości opóźnień w stosunku do pozostałych badanych chwytaczy.
7. Zastosowanie filtra dolnoprzepustowego o wartości 50 Hz do filtrowania otrzymanych sygnałów opóźnień dało najbardziej efektywne wygładzenie charakterystyk w stosunku do wartości filtrów 100 oraz 150 Hz.
8. Otrzymane charakterystyki opóźnień na drodze eksperymentu można wykorzystać w przyszłości do zastosowania systemu eksperckiego monitorującego wartość osiąganych opóźnień podczas awaryjnego hamowania. W takim przypadku należy również uwzględnić sztywność ramy nośnej urządzenia dźwigowego.
9. Analiza wskaźnika zmienności potwierdza tezę, że chwytacze progresywne podczas swojej pracy osiągają różną charakterystykę hamowania w zależności od warunków eksploatacyjnych. Analiza tych wartości potwierdza również fakt, że chwytacze typu CHP2000 w swojej konstrukcji osiągały niskie wartości wskaźników bez względu na obciążenie testowe.

10. Przedstawiona w niniejszej monografii konstrukcja chwytacza CHP2000 daje możliwość łatwej zmiany zakresu nośności poprzez zmianę konfiguracji pakietów sprężyn talerzowych.
11. Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych należy prowadzić dalsze badania uwzględniające zastosowanie nowych materiałów np.: ceramicznych czy materiałów z pamięcią kształtu na elementy hamujące takie jak rolka lub płytka oporowa. Badania takie powinny mieć na celu osiągnięcie mniejszej destrukcji powierzchni prowadnic niż jest to obecnie obserwowane w przypadku stalowej rolki radełkowanej.

Bibliografia

1. Annet F.A.: *Elevators*, McGraw Hill 1960
2. Arczewski K.: Pietrucha J., Szuster J. *Drgania mechaniczne układów*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008
3. Arrasate X., Kaczmarczyk S., Almandoz G., Abete J., Isasa I.: *The modelling, simulation and experimental testing of the dynamic responses of an elevator system*, „Mechanical Systems and Signal Processing” vol. 42, 2014, dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.05.021, s. 258–282
4. Atxaga G., Pelayo A., Irisarri A. M.: *Failure analysis of a set of stainless steel disc springs*, „Engineering Failure Analysis” vol. 13, 2006, doi:10.1016/j.engfailanal.2005.01.011, s. 226–234
5. Barkand T.: *Elevator safety, give the miner a break*, Pittsburgh, Pennsylvania 15236, 1990
6. Barney G.C.: *Elevator technology*, New York, John Wiley and sons 1986
7. Benosman M.: *Lapunov-Based Control of the Sway Dynamics for Elevator Ropes with Time-Varying Lengths*, 19th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa. August 24–29, 2014
8. Bolin Y.: *A Surface Composite Coating Elevator Safety Gear Wedge*, „Advanced Materials Research” vols. 838–841, 2014, s. 148–151
9. Chen K, Huang M., Fung R.: *Dynamic modelling and input-energy comparison for the elevator system*, „Applied Mathematical Modelling” vol. 38, 2014, dx.doi.org/10.1016/j.apm.2013.10.026, s. 2037–2050
10. Dharan C. K. H., Bauman J.: *Composite disc springs*, „Composites: Part A” vol. 38, doi:10.1016/j.compositesa.2007.08.008, s. 2511–2516
11. Filas J., Mudro M.: *The dynamic equation of motion of driving mechanism of a freight elevator*, „Procedia Engineering” vol. 48, 2012, doi: 10.1016/j.proeng.2012.09.498, s. 149–152
12. Göksenli A., Eryürek I.: *Failure analysis of an elevator drive shaft*, „Engineering Failure Analysis” vol. 16, 2009, doi:10.1016/j.engfailanal.2008.05.014, s. 1011–1019
13. Hamdy A. S.: *Active Damping of Vibrations in Elevator Cars*, dissertation in the Cairo University, 1997
14. Herrera I., Kaczmarczyk S.: *The Assessment of Vibration Absorption Capacity of Elevator’s Passengers*, 7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, „Journal of Physics: Conference Series” Vol. 181, 2009, doi:10.1088/1742-6596/181/1/012081, s. 1–8
15. Herrera I., Su H., Kaczmarczyk S.: *Investigation into the damping and stiffness characteristics of an elevator car system*, „Applied Mechanics and Materials” vols. 24–25, 2010, s. 77–82

16. Informacje zawarte na stronie www.dynatech.com
17. Informacje zawarte na stronie www.lotos.pl
18. Informacje zawarte na stronie www.mobil.pl
19. Jong de J.: *Understanding the natural behaviour of elevator safety gears and their triggering*, The International Congress on Vertical Transportation Technologies, „Elevator Technology” 14", Istanbul 2004
20. Kaczmarczyk S., Andrew J. P., *Systems engineering of elevator*, „Elevator World INC”, Mobile Alabama.
21. Kaczmarczyk S., Iwankiewicz R., Terumichi Y.: *The dynamic behaviour of a non-stationary elevator compensating rope system under harmonic and stochastic excitations*, 7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, „Journal of Physics: Conference Series” 181, 2009, doi:10.1088/1742-6596/181/1/012047, s. 1–8
22. Kaczmarczyk S.: *The nonstationary, nonlinear dynamic interactions in slender continua deployed in high-rise vertical transportation systems in the modern built environment*, „Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, Journal of Physics: Conference Series” vol. 382, 2012 doi:10.1088/1742-6596/382/1/012037, s. 1–6
23. Kaliszuk R.: *Dobór sprzężyn talerzowych progresywnych chwytaczy dźwigowych*. Praca dyplomowa, Politechnika Lubelska, Lublin 2014
24. Kwaśniewski J.: *Dźwigi osobowe i Towarowe*, UWND, Kraków 2004.
25. Landaluze J., Portilla I., Pagalday J.M., Martinez A., Reyero R.: *Application of active noise control to an elevator cabin*, „Control Engineering Practice” vol. 11, 2003, doi:10.1016/S0967-0661(03)00077-7, s. 1423–1431
26. Liu L., Li J.: *Fault Diagnosis of Construction Elevator Based on Fuzzy Recognition*, „Advanced Materials Research” vol. 529, 2012, s. 459–462
27. Laworowski Z.: *Tribologia – tarcie, zużywanie i smarowanie*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008
28. Lonkwo P, Różyło P, Dębski H.: *Numerical and experimental analysis of the progressive gear body with the use of finite-element method*, „Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability” vol. 17, No. 4, 2015, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2015.4.9>, s. 542–548
29. Lonkwo P., Szydło K.: *Selected parameters of the work of speed limiter in line straining system in a frictional lift*, „Advances in Science and Technology Research Journal” vol. 8, No. 21, 2014, s. 73–77
30. Lonkwo P.: *Analysis of constructional options of electric elevators drivers*, „Eksploracja i Niezawodność” vol. 4, No. 24, 2004, s. 3–14
31. Lonkwo P.: *Influence of Friction Drive Lift Gears Construction on the Length of Braking Distance*, „Chinese Journal of Mechanical Engineering” vol. 28, No. 2, 2015, s. 363–368

32. Lonkwick P.: *Modelowanie zespołu napędowego windy*, „Eksplatacja i Niezawodność” vol. 23, No. 3, 2004, s. 42–45
33. Lonkwick P.: *Monitoring Of Extension Rope In A Elevator In Real Time*, „Diagnostyka” vol. 4, No. 40, 2006, s. 101–107
34. Lonkwick P.: *Zastosowanie metody WAHLA do oceny nośności elementów podatnych chwytaczy progresywnych*, „Logistyka” No. 3, 2015, s. 1–8
35. Mirabdollah Yani R., Ghodsi R., Darabi E.: *A closed-form solution for nonlinear oscillation and stability analyses of the elevator cable in a drum drive elevator system experiencing free vibration*, „Commun Nonlinear Sci Numer Simulat” vol. 17, 2012, dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2012.02.006, s. 4467–4484
36. Morelli M., Masotti B.: *Development of the accelerated stress testing process at Otis Elevator Company*, „Quality and Reliability Engineering International” vol. 14, 1998, s. 381–384
37. Mutoh N., Kagomiya K., Kurosawa T., Konya M., Andoh T.: *Horizontal Vibration Suppression Method Suitable for Super-High-Speed Elevators*, „Electrical Engineering in Japan” vol. 129, No. 1, 1999, s. 353–362
38. Onat A., Gurbuz C., Markon S.: *A new active position sensing method for ropeless elevator*, „Mechatronics” vol. 23, 2013, dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.01.001, s. 182–189
39. Ozaki S., Tsuda K., J.Tominaga J.: *Analyses of static and dynamic behavior of coned disk springs: Effects of friction boundaries*, „Thin-Walled Structures” vol. 59, 2012, doi:dx.doi.org/10.1016/j.tws.2012.06.001, s. 132–143
40. Pater Z.: *Wybrane zagadnienia z historii techniki*, Lublin, Politechnika Lubelska, 2011
41. PN EN 81.1+A: *Przepisy bezpieczeństwa dotyczące budowy i instalowania dźwigów*, Część I. Dźwigi elektryczne 2002
42. Pulecchi T., Manes A., Lisignoli M., Giglio M.: *Digital filtering of acceleration data acquired during the intervention of a lift safety gears*, „Measurement” vol. 43, 2010, s. 455–468
43. Ruoyu S., Matolak D.: *Characterization of the 5-GHz Elevator Shaft Channel*, „IEEE Transactions on wireless communications” vol. 12, No. 10, 2013
44. Shin B., Yoon S., Lee H., Koo Y., Jeong Y., Kang I.: *Mechanical Properties and Molecular Structure of Rubber Materials with Different Hardnesses for Vibration Isolation of Elevator Cabins*, „Korean J. Met. Mater.” vol. 51, No. 10, 2013, 10.3365/KJMM.2013.51.10.713, s. 713–718

45. Szpytko J., Kocerba A.: *Wybrane aspekty bezpieczeństwa i niezawodności rozproszonych środków transportu*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu. Kraków – Radom 2008
46. Szpytko J.: *Kształtowanie procesu eksploatacji środków transportu bliskiego*. Radom, Wydaw. Instytutu Technologii Eksploatacji, 2004
47. Szydło K., Lonkwić P., Longwić R., Maciąg P.: *Koncepcja systemu do oceny komfortu użytkownika dźwigu osobowego*, „Logistyka” vol. 3, 2015, s. 1–8
48. Taplak H., Erkaya S., Yildirim S., Uzmay I.: *The Use of Neural Network Predictors for Analyzing the Elevator Vibrations*, „Arab J Sci Eng” vol. 39, 2014; DOI 10.1007/s13369-013-0632-z, s. 1157–1170
49. Vlačić J., Dokić R., Kljajin M., Karakašić M.: *Modelling and simulations of elevator dynamic behavior*, „Tehnički Vjesnik” vol. 18, No. 3, 2011, s. 423–434
50. Wang K., Wang B., Yang Ch.: *Research on the multi-step straightening for the elevator guide rail*, „Procedia Engineering” vol. 16, 2011, doi: 10.1016/j.proeng.2011.08.1111, s. 459–466
51. Watanabe S., Okawa T., Nakazawa D., Fukui D.: *Vertical vibration analysis for elevator compensating sheave*, The 4th Symposium on the Mechanics of Slender Structures MoSS2013), „Journal of Physics: Conference Series” vol. 448, 2013, doi:10.1088/1742-6596/448/1/012007, s. 1–9
52. Xiaojun H.: *The research of Auto detecting the Brake for Construction Elevator*, „Applied Mechanics and Materials” vol. 443, 2014, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.443.308, s. 308–311
53. Xu B., Cheng M., Yang H., Zhang J., Yang M.: *Safety brake performance evaluation and optimization of hydraulic lifting systems in case of overspeed dropping*, „Mechatronics” vol. 23, 2013, doi:dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.10.005, s. 1180–1190
54. Xu-Dong W., Ning-Ning R., Xiao-Zhuo X.: *Design and Research of a PMLSM-Driven Elevator Door Machine*, „Advanced Materials Research” vols. 383-390, 2012, s. 5707–5711
55. Yost R., Rothenfluth.: *Configuring elevator system*, „Int. Human – Computer Studies” vol. 44, 1996
56. Yu B.: *A Surface Composite Coating Elevator Safety Gear Wedge*, „Advanced Materials Research” vols. 838–841, 2014, s. 148–151
57. Zhang Q., Wan J.: *Simulation of Generated Heat by Friction of Explosion-proof Elevator Ropes*, „Advanced Materials Research” vol. 853, 2014, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.853.413, s. 413–420

58. Zhu W. D., Ren H.: *A linear model of stationary elevator traveling and compensation cables*, „Journal of Sound and Vibration” vol. 332, 2013, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2013.01.009>, s. 3086–3097
59. Zhu W.D., Xu G.Y.: *Vibration of elevator cables with small bending stiffness*, „Journal of Sound and Vibration” vol. 263, 2003, doi:10.1016/S0022-460X(02)01468-2, s. 679–699
60. Zhua W.D., Teppo L.J.: *Design and analysis of a scaled model of a high-rise high-speed elevator*, „Journal of Sound and Vibration” vol. 264, 2003, doi:10.1016/S0022-460X(02)01218-X, s. 707–731
61. Ziyi Z., Miaomiao T., Hongyu T., Kailu D.: *Research on a New Type of Elevator Safety Catch*, „Applied Mechanics and Materials” vols. 178–181, 2012, s. 2837–3840