

Politechnika Łódzka

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1175

ANDRZEJ KOSUCKI

BADANIA TRANSPORTU ŁADUNKÓW
PRZY WYKORZYSTANIU SKOJARZONYCH RUCHÓW
MECHANIZMÓW SUWNIC POMOSTOWYCH

ŁÓDŹ 2013

POLITECHNIKA ŁÓDZKA

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1175

ROZPRAWY NAUKOWE, Z. 474

ANDRZEJ KOSUCKI

BADANIA TRANSPORTU ŁADUNKÓW
PRZY WYKORZYSTANIU SKOJARZONYCH RUCHÓW
MECHANIZMÓW SUWNIC POMOSTOWYCH

ŁÓDŹ 2013

ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ
SCIENTIFIC BULLETIN
OF THE LODZ UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
BULLETIN SCIENTIFIQUE
DE L'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE DE LODZ
НАУЧНЫЕ ЗАПИСКИ
ЛОДЗИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
WISSENSCHAFTLICHE HEFTE
DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT IN LODZ

Redaktor Naukowy Wydziału: **prof. dr hab. inż. Tomasz Kapitaniak**

Recenzenci: **dr hab. inż. Jarosław Stryczek, prof. PWr**
prof. dr hab. inż. Jerzy Tomczyk

© Copyright by Politechnika Łódzka 2013

Adres Redakcji – Адрес Редакции – Editor's Office
Adresse de Redaction – Schriftleitungsadresse:

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ
90-924 Łódź, ul. Wólczańska 223
tel./fax 42-684-07-93
e-mail: zamowienia@info.p.lodz.pl
www.wydawnictwa.p.lodz.pl

ISSN 0137-4834

Nakład 140 egz. Ark. druk. 11. Papier offset. 80 g, 70 x 100
Druk ukończono w sierpniu 2013 r.
Wykonano w Drukarni Quick-Druk, 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wstęp	9
1.1. Cel pracy	16
2. Kojarzenie ruchów roboczych dźwignic	19
3. Określanie niekolizyjnej drogi ładunku	25
3.1. Kojarzenie ruchów mechanizmów suwnicy	25
3.2. Opis ruchu ładunku i wyznaczanie funkcji sterującej mechanizmu jazdy	30
3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku	40
4. Modele dynamiczne układów jazdy suwnicy pomostowej	50
4.1. Mechanizm jazdy wózka	50
4.2. Model układu falownik-stojan silnika asynchronicznego	53
4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy	57
4.4. Wpływ zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy na obciążenie układu napędowego	68
4.5. Model dynamiczny wahającego się ładunku	73
4.6. Model ładunku długiego	77
5. Weryfikacja modeli	85
5.1. Weryfikacja modelu układu falownik-stojan silnika	85
5.2. Stanowisko do badań ruchów skojarzonych-suwnica	89
5.3. Badania parametrów modelu zawieszonego na linach ładunku	101
5.4. Weryfikacja modelu ładunku	106
5.5. Weryfikacja modelu suwnicy	109
5.6. Weryfikacja modelu ładunku długiego	125
6. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy	133
6.1. Badania symulacyjne kompensacji ukosowania	140
7. Badania symulacyjne mechanizmów jazdy	150
8. Badania symulacyjne ładunku długiego	156
9. Sterowanie ruchem suwnicy przy ruchach dostawczych – sterowanie ładunkiem	162
10. Podsumowanie	170
11. Literatura	174
Summary	181
Charakterystyka zawodowa autora	182

STRESZCZENIE

W pracy omówiono sposób sterowania suwnicą przy transporcie ładunków od punktu oraz związane z tym zagadnienia różnych sposobów kojarzenia ruchów roboczych mostu i wózka. Przedstawione zostały modele dynamiczne zarówno mechanizmów jazdy suwnic, jak i układów falownikowych zasilających te mechanizmy oraz modele wiotko podwieszonych ładunków. Przedstawiono badania weryfikacyjne modeli przeprowadzone na specjalnie przygotowanych stanowiskach badawczych.

Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych mechanizmów jazdy dźwignic oraz ich ruchów skojarzonych. W przypadku badań symulacyjnych omówiono i zbadano możliwości pracy mechanizmów jazdy w różnych trybach pracy, jak np. wyszukiwanie niekolizyjnej drogi, kompensacja ukosowania, czy sterowanie ruchami suwnicy z wykorzystaniem ładunku.

Istotnym, omówionym problemem jest zagadnienie ładunku długiego, któremu poświęcono odrębny rozdział. Jest to przypadek skojarzonych ruchów, obejmujący pracę dwóch suwnic transportujących wspólnie ładunek. Opracowano oraz zweryfikowano model długiego ładunku dla ruchu w płaszczyźnie pionowej zawierającej jego dłuższą oś. Model taki, po wprowadzeniu różnych funkcji wymuszających ruch punktów zaczepienia lin, pozwala na określenie charakteru zachowania się ładunku w czasie ruchów roboczych. Przedstawiono przykładowe próby minimalizowania wahań poprzez odpowiednie kojarzenie ruchów punktów zaczepienia.

Zaproponowano układ regulacji położenia punktu zaczepienia transportowanego ładunku względem ładunku, który umożliwia sterowanie ruchami mechanizmów jazdy suwnicy oraz wózka poprzez ręczne wychylenie ładunku

Za pomocą opracowanych i zweryfikowanych eksperymentalnie modeli przeprowadzono szereg badań symulacyjnych istniejących układów sterowania oraz układów zaproponowanych do rozwiązania takich problemów jak ukosowanie, jazda suwnic z długimi ładunkami oraz ruchy dostawcze mechanizmów jazdy rozumiane jako sterowanie suwnicą za pomocą wychylania ładunku (w zakresie udźwignięć określonym obowiązującymi przepisami).

Przedstawione modele są modelami rzeczywistej suwnicy, wrażliwymi na kierunek ruchu całego układu oraz dobrze odwzorowującymi zjawiska w czasie ruchów roboczych suwnic pomostowych.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

a_1, a_2	[m]	- położenie środka ciężkości C badanego dźwigara,
a_{gr}	[m/s ²]	- przyspieszenie graniczne wynikające z niewystępowania poślizgu,
a_M	[m/s ²]	- przyspieszenie punktu M – zaczepienia lin,
a_N	[m/s ²]	- przyspieszenie punktu N – zaczepienia lin,
b	[m]	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin do ładunku długiego,
b_1	[m]	- odległość prawego punktu zaczepienia lin do ładunku długiego od jego środka masy C,
b_2	[m]	- odległość lewego punktu zaczepienia lin do ładunku długiego od jego środka masy C,
c_Q	[N/m]	- sztywność pozioma zawieszenia ładunku,
D_k	[m]	- średnica koła jezdnego,
F_Q	[N]	- siła wzajemnego oddziaływania suwnicy i ładunku,
f_Q	[Ns/m]	- współczynnik tłumienia wiskotycznego ładunku,
g	[m/s ²]	- przyspieszenie ziemskie,
G_l, G_p	[N]	- sumy reakcji pionowych kół odpowiednio lewej i prawej czołownicy,
H	[m]	- wysokość podnoszenia,
L_{lin}	[m]	- długość lin,
H_w	[N]	- siła pozioma wywołana odchyleniem ładunku od położenia pionowego, równoległa do osi toru wózka,
I_F	[A]	- natężenie prądu zasilającego stojan,
I_F'	[A]	- zmienna pomocnicza – natężenie prądu,
I_{Fpom}	[A]	- pomocnicze natężenie prądu zasilającego stojan,
i_r		- przełożenie reduktora mechanizmu jazdy,
I_{zr}	[kgm ²]	- zredukowany moment bezwładności elementów obrotowych związanych z wałem silnika,
L	[m]	- rozpiętość mostu suwnicy,
l_1, l_2	[m]	- długości lin,
L_c	[m]	- długość czołownicy,
L_{kc}	[m]	- rozstaw osi kół jezdnych czołownicy,
l_p, l_l	[m]	- położenie wózka względem prawej i lewej czołownicy,
l_Q	[m]	- długość podwieszenia ładunku,
L_{Qx} i L_{Qy}	[m]	- długości podwieszenia ładunku w kierunku jazdy mostu i wózka
L_t	[m]	- długość toru w polu pracy,

Wykaz ważniejszych oznaczeń

m_{cp}, m_{cl} [kg]	- masa prawej i lewej czołownicy,
m_m [kg]	- masa dźwigara suwnicy,
m_Q [kg]	- masa transportowanego ładunku,
m_s [kg]	- masa konstrukcji mostu i czołownic,
M_s [Nm]	- moment na stojanie silnika,
M_{sp}, M_{sl} [Nm]	- momenty napędowe silników prawej i lewej czołownicy,
M_u [Nm]	- moment oporów zredukowany do wału silnika,
m_w [kg]	- masa wózka,
n	- ilość punktów pomiarowych w serii,
N_{zn} [kW]	- moc znamionowa,
n_{zn} [obr/min]	- prędkość znamionowa,
P_A [N]	- siła pozioma z jaką wychylono ładunek (eksperyment),
P_p, P_l [N]	- siły sprzężenia ciernego pomiędzy kołami napędowym i szynami prawej i lewej czołownicy,
P_w [N]	- siła sprzężenia ciernego pomiędzy kołem napędowym i szyną wózka,
Q [kN]	- udźwig,
R_Q [N]	- siła tłumienia wahań ładunku,
R_z [m]	- promień zastępczy mechanizmu,
S_1 [N]	- siła w linii prawej,
S_2 [N]	- siła w linii lewej,
S_m, S_w [m]	- założona droga mostu i wózka,
T_0 [s]	- okres drgań własnych,
t_c [s]	- sumaryczny czas liczby c okresów wahań tłumionych,
T_{F1}, T_{F2} [s]	- stałe czasowe,
T_h [s]	- okres drgań tłumionych,
T_{IFpom} [s]	- stała czasowa,
T_{Ms} [s]	- stała czasowa,
t_{oK} [s]	- czas opuszczania ładunku z poziomu transportowego do punktu K,
t_{pm} [s]	- opóźnienia startu mechanizmu jazdy mostu,
t_{por} [s]	- czas cyklu porównawczego,
t_{pP} [s]	- czas podnoszenia ładunku z punktu P na poziom transportowy,
t_{pw} - [s]	- opóźnienia startu mechanizmu jazdy wózka,
t_r, t_h [s]	- czasy rozruchu i hamowania,
T_{wah} [s]	- okres wahań wahadła matematycznego,
U_s [V]	- napięcie sterujące,
V_l [m/s]	- prędkość lewej czołownicy,

Wykaz ważniejszych oznaczeń

v_m	[m/s]	- prędkość mostu suwnicy,
v_M	[m/s]	- prędkość punktu M – zaczepienia lin,
v_{mz}	[m/s]	- zadana prędkość mostu suwnicy,
v_N	[m/s]	- prędkość punktu N – zaczepienia lin,
V_p	[m/s]	- prędkość prawej czołownicy,
v_{Qm}	[m/s]	- prędkość ładunku w kierunku ruchu mostu suwnicy,
v_{Qw}	[m/s]	- prędkość ładunku w kierunku ruchu wózka suwnicy,
v_s	[m/s]	- prędkość środka masy suwnicy,
v_{sz}	[m/s]	- zadana prędkość punktu zaczepienia lin ładunku,
v_u	[m/s]	- prędkość w ruchu ustalonym,
v_w	[m/s]	- prędkość wózka suwnicy,
v_{wz}	[m/s]	- zadana prędkość wózka suwnicy,
W		- wskaźnik dokładności całego modelu,
$W_{EPK}, W_{tPK}, W_{jPK}$		- wskaźniki jakości cyklu,
W_p, W_l	[N]	- opory ruchu prawej i lewej czołownicy,
Wv_l, Wv_p, Wv_w		- wskaźniki dokładności odwzorowania poszczególnych prędkości,
W_w	[N]	- opory ruchu wózka,
W_{xQm}, W_{xQw}		- wskaźniki dokładności odwzorowania wahań ładunku w obu kierunkach ruchu,
W_φ, W_ω		- wskaźniki dokładności odwzorowania kąta i prędkości kątowej,
x	[m]	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin (na wciągarkach) w poziomie,
x_A	[m]	- wychylenie lin żurawia w kierunku wypadu,
x_B	[m]	- wychylenie lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
x_k, y_k	[m]	- współrzędne końcowe ładunku (położenie po zakończeniu cyklu roboczego),
x_p, x_l	[m]	- położenie środka masy suwnicy względem prawej i lewej czołownicy,
x_p, y_p	[m]	- współrzędne początkowe ładunku (aktualne położenie),
x_Q	[m]	- wychylenie ładunku względem wózka,
x_{Qm}	[m]	- wychylenie ładunku w kierunku ruchu mostu suwnicy,
x_{Qw}	[m]	- wychylenie ładunku w kierunku ruchu wózka suwnicy,
x_s	[m]	- przemieszczenie środka masy mostu,
x_w	[m]	- przemieszczenie wózka,
x_z	[m]	- zadane położenie mostu suwnicy,
y_A	[m]	- przemieszczenie pionowe haka lin żurawia,
y_B	[m]	- przemieszczenie pionowe haka lin suwnicy,

Wykaz ważniejszych oznaczeń

y_{MN}	[m]	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin w pionie,
y_z	[m]	- zadane położenie wózka suwnicy,
$\delta_{\phi Q}$	[rad]	- różnice wartości eksperymentalnych i teoretycznych kątów wychyleń ładunku,
Δ_{lin}	[m]	- błąd pomiaru długości lin,
Δs	[m]	- względne wyprzedzenie czołownic badanej suwnicy,
Δv	[m/s]	- uchyby prędkości dla napędów poszczególnych mechanizmów,
$\Delta \omega_{sr}$		- współczynnik jakości modelu,
Λ_t		- logarytmiczny dekrement tłumienia,
α	[rad]	- kąt obrotu ładunku długiego (osi łączącej punkty zaczepienia haków),
ε	[1/s ²]	- przyspieszenie kątowe ładunku długiego,
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	[1/s ²]	- przyspieszenia kątowe lin,
δ_{IQ}	[rad]	- średnia arytmetyczna różnic wychyleń,
δ_l i δ_p	[m]	- odległościami pomiędzy główkami szyn a obrzeżami kół lewej i prawej czołownicy,
ε_{rl} i ε_{rp}	[m]	- uchyby położenia lewej i prawej czołownicy,
φ	[rad]	- kąt ukosowania,
φ_1	[rad]	- kąt wychylenia lin żurawia w kierunku wypadu,
φ_2	[rad]	- kąt wychylenia lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
φ_3	[rad]	- kąt wychylenia lin żurawia w kierunku obrotu,
φ_4	[rad]	- kąt wychylenia lin suwnicy w kierunku ruchu wózka,
φ_Q	[rad]	- kąta wychylenia ładunku,
φ_s	[rad]	- przemieszczenie kątowe mostu względem jego środka masy,
ρ_Q	[Ns/m]	- współczynnik oporu powietrza dla ładunku,
ω	[1/s]	- prędkość kątowa ładunku długiego,
ω_1	[1/s]	- prędkość kątowa lin żurawia w kierunku wypadu,
ω_2	[1/s]	- prędkość kątowa lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
ω_p, ω_l	[1/s]	- prędkość kątowa silników prawej i lewej czołownicy,
ω_{Q0}	[1/s]	- częstość drgań własnych wahającego się ładunku,
ω_{Qh}	[1/s]	- częstość drgań tłumionych,
ω_s	[1/s]	- prędkość kątowa suwnicy względem jej środka masy,
ω_{spom}	[1/s]	- prędkość kątowa silnika uzyskana z pomiarów,
$\omega_{spommax}$	[1/s]	- zakres prędkości kątowej silnika uzyskanej z pomiarów,
ω_w	[1/s]	- prędkość kątowa silnika mechanizmu jazdy wózka,
ξ_h		- współczynnik tłumienia.

1. WSTĘP

W przypadku dźwignic o ruchach prostoliniowych, czyli suwnic, transport poziomy zawieszonego na linach ładunku odbywa się przy kojarzeniu ruchu mechanizmu jazdy mostu i wózka. Nie należy kojarzyć ruchów mechanizmów jazdy z podnoszeniem. Zgodnie z wytycznymi UDT, przedstawionymi np. w publikacji [9], podczas podnoszenia (opuszczania) np. ładunków niebezpiecznych (jak choćby kadzi z płynnym metalem), wykonywanie suwnicą innych ruchów jest niedopuszczalne. Ukośne podnoszenie, wleczenie ładunków po podłożu, czy też przeciąganie wagonów przy pomocy suwnicy, może być przyczyną poważnych uszkodzeń ustroju nośnego suwnicy i jest zabronione.

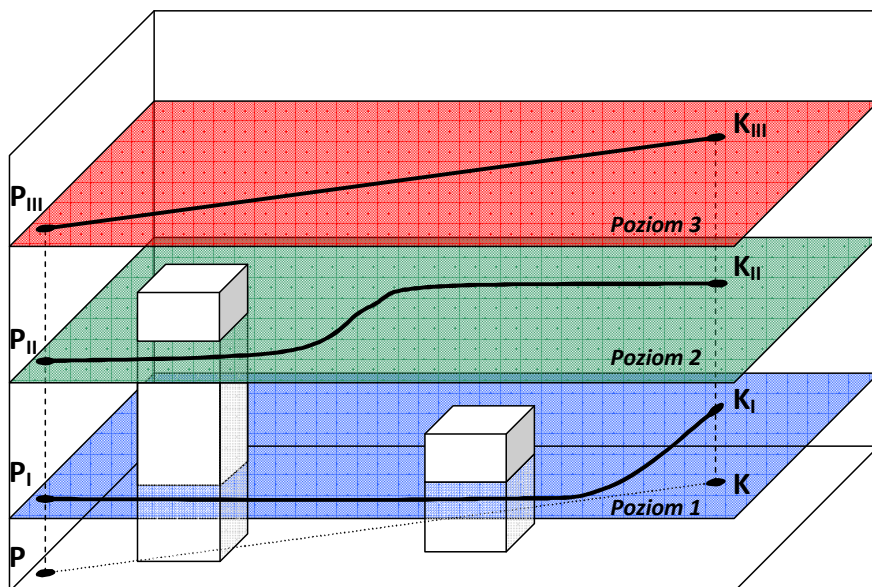
Kierunki obydwu ruchów poziomych są do siebie prostopadłe. Sterowanie ruchem jednego mechanizmu ma wpływ na prędkość i położenie ładunku tylko w jednej płaszczyźnie pionowej, drugi mechanizm odpowiada za ruch ładunku w drugiej prostopadłej płaszczyźnie pionowej. Przyjmuje się często, że oba mechanizmy są od siebie niezależne, tzn. ruch ładunku w jednej płaszczyźnie nie ma wpływu na ruch ładunku w drugiej.

Kojarzenie ruchów obu mechanizmów ma na celu przede wszystkim przyspieszenie prac transportowych związanych z przemieszczaniem ładunku z punktu początkowego P o współrzędnych (x_p, y_p) do końcowego K o współrzędnych (x_k, y_k) (x – położenie w kierunku ruchu mostu, y – położenie w kierunku ruchu wózka na moście). Szybkie wyznaczenie korzystnego ze względu na czas i bezpieczeństwo poziomu transportowego oraz trajektorii ruchu ładunku w cyklu roboczym jazdy, będzie jednym z zadań stawianych układom zarządzania pracą i układom sterowania suwnicami pomostowymi. Potwierdzenie tego można znaleźć w pracy [48], w której autorzy, analizując i prognozując ewolucję wybranych zespołów dźwignic, zwracają uwagę na rozwój aplikacji transportowo-przeładunkowych ładunków, rozwijanie nowych technik sterowania dźwignicami oraz doskonalenie układów zabezpieczających.

Racjonalizacja procesu eksploatacji dźwignic oraz większy nacisk na bezpieczeństwo i niezawodność to zagadnienia, które będą istotne w przyszłości. W pracy [46] duży nacisk kładzie się na bezpieczne przetransportowanie ładunku z jednego punktu do drugiego, bez uszkodzenia obiektów w hali oraz zranienia pracowników, w sposób efektywny i ergonomiczny, wskazując jako jeden ze sposobów transportu, przemieszczanie ładunków na wysokich poziomach (bez wykorzystania korytarzy transportowych), korzystając z całego lub nieznacznie ograniczonego obszaru „na górze” (overhead).

Rysunek 1.1 przybliży sposób prowadzenia ładunków na różnych poziomach transportowych w określonym obszarze transportowym. Zależnie od konfiguracji

przeszkód stałych w obsługiwanym przez suwnicę obszarze możliwy jest transport z punktu P do K kilkoma sposobami.



Rys. 1.1. Przykładowe poziomy transportowe i przykładowe trajektorie ruchu ładunku na poszczególnych poziomach

Na poziomach I i II występują przeszkody wymuszające prowadzenie ładunku tak, aby je ominąć. Przedstawiają to linie $P_I K_I$ i $P_{II} K_{II}$, w których odpowiednie opóźnienie startu jednego z mechanizmów pozwala na ominięcie przeszkód – odpowiednio dwóch na pierwszym i jednej na drugim poziomie. Zaletą tych dwóch poziomów jest przede wszystkim krótszy czas transportu ładunku z punktu P do punktów P_I lub P_{II} oraz opuszczania z punktów K_I lub K_{II} do punktu K. Wadą jest mniejsze bezpieczeństwo transportu niż na poziomie III, na którym przeszkody nie występują i możliwy jest transport z punktu P_{III} do K_{III} wzdłuż linii prostej.

Niniejsze opracowanie obejmuje sposób działania, układy napędowe jazdy i układy sterowania suwnic pomostowych pracujących w budynkach, tzn. nie-narażonych na działanie wiatru. Obejmuje, zatem większość suwnic pomostowych obecnie pracujących.

Jednym z elementów mających wpływ na bezpieczeństwo pracy suwnic pomostowych, biorąc pod uwagę zarówno ludzi jak i urządzenia, jest ładunek zawieszony na linach. Ze względu na wiotkość połączenia ładunku z suwnicą, niezbędne są informacje dotyczące zachowania się ładunku w czasie pracy urządzenia. Wiele prac zajmuje się zagadnieniem tłumienia wahań ładunków w czasie cykli roboczych suwnic. Równocześnie, szczególnie dla indywidualnych

napędów mechanizmów jazdy mostów, wprowadza się układy pozycjonujące i ograniczające ukosowanie, pojawiające się podczas pracy mechanizmów jazdy. Niektóre z prac przedstawiają planowane rozwiązania tylko dla jednego mechanizmu, głównie wózka, inne uwzględniają oba ruchy.

W artykule [4] przedstawiono układ sterowania ruchem wózka suwnicy w warunkach zakłóceń (takich jak np. wiatr czy siły tarcia) bazujący na obserwatorze, zapewniający odwzorowanie założonej trajektorii wózka. Przedstawiony układ wykazuje duże odchylenia założonej trajektorii w ruchach niustalonych, z powodu nieuwzględnienia zachowania ładunku w czasie niustalanej pracy mechanizmu jazdy, przy zadowalającej dokładności pozycjonowania w końcu cyklu roboczego. W systemie wykorzystano zlinearyzowany model w przestrzeni zmiennych stanu. Pięć podsystemów sterujących świadczy o dużym skomplikowaniu całego układu.

Nieliniowym układem suwnicy sterują autorzy artykułu [8], wykorzystując metody sterowania rozmytego, bazującego na doświadczeniach operatorów suwnic. Metoda daje zadowalające wyniki w pozycjonowaniu i ograniczaniu wahań ładunku w przypadku układu modelowego opartego o model wózka z napędem silnikiem prądu stałego. Równocześnie dokonują przeglądu niektórych publikacji z omawianego zakresu i zwracają uwagę na skomplikowanie zawartych w nich metod i co za tym idzie trudności we wprowadzeniu ich do wykorzystania w przemyśle.

W publikacjach [35], [45] proponowane są układy napędowe, z których pierwszy oparty jest na dwóch podsystemach sterowania rozmytego (oddzielny do sterowania pozycją i do tłumienia wahań ładunku), natomiast drugi wykorzystuje sieci neuronowe w celu uniknięcia złożonych opisów matematycznych lub w przypadku braku identyfikacji modeli. W obu wykorzystane są regulatory PD.

Problem minimalizacji wahań ładunku był poruszany w wielu pracach, np. w pracach [66], [36], [74] i [29].

W pracy [16] przedstawiono badania symulacyjne suwnicy z układem jej centrowania na torze, wykazując możliwości zmniejszania kąta ukosowania suwnicy w czasie ruchów roboczych jazdy. Jest to jedna z niewielu prac prezentujących model rzeczywistej suwnicy pomostowej.

Wiele prac, przykładowo [73], [68], [71], [72], przedstawia modele stanowisk symulujących pracę suwnicy jako modele suwnic pomostowych. Jest to przydatne do badania trajektorii punktów zaczepienia ładunków, badania funkcji wymuszających dla tych punktów, czy też układów kompensacji ze sprzężeniem od położenia ładunku, jednak takie modele nie odzwierciedlają niektórych zjawisk zachodzących w rzeczywistej suwnicy, takich jak ukosowanie mostu suwnicy. Przykłady takich stanowisk przedstawiają fotografie 1.1.



Fot. 1.1. Przykłady modeli stanowisk symulujących pracę suwnic

Publikacja [47] przedstawia suwnicę bramową w postaci robota o dużym obszarze roboczym, o modułowej budowie układów sterowania w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach oraz trzech napędów efektora zbudowanego jako zespół podnoszący. Opisywany układ, wykorzystujący techniki sprzężeń zwrotnych oraz obserwatorów, zapewniał niezależne sterowanie mechanizmami suwnicy. Przedstawiono model ładunku jako wahadła podwójnego oraz model suwnicy opisany równaniami ruchu elementów o masach skupionych. Opis części tego rozwiązania przedstawiono również w pracy [3].

W rzeczywistości dźwignice pracujące w cyklach automatycznych są dużymi robotami, w których sterowanie jest zdeterminowane sposobem powiązania ładunku z elementami napędowymi. Przykładowo suwnica kolumnowa, ze względu na sztywne połączenia poszczególnych jej elementów nośnych i napędowych, jest urządzeniem wygodnym dla dowolnego kształtowania funkcji sterujących, a co za tym idzie dowolnej trajektorii elementu wykonawczego (chwytak, widły itp.). W przypadku klasycznych suwnic pomostowych sytuacja komplikuje się ze względu na wiotko podwieszony pod wciągarką ładunek.

W pracy [14] przedstawiono informację o programie do modelowania elektrycznego układu napędowego i choć opisane modele odnoszą się m.in. do modelu zastępczego uzwojeń oraz wykorzystano metodę elementów skończonych do identyfikacji cech termicznych i magnetycznych silnika, które w przypadku napędów suwnic wydają się być mało istotne, to trudno nie zgodzić się z myślą przewodnią artykułu mówiącą, że „Lepsze modelowanie i oprogramowanie symulacyjne pozwala elektrycznym układom napędowym działać jak najlepiej”. Uzupełniając tę myśl własnymi doświadczeniami należy stwierdzić, że poprawnie wykonane i zweryfikowane eksperymentalnie modele poszczególnych elementów systemu pozwalają na szerokie badania symulacyjne całych systemów napędowych, zarówno istniejących, jak i na etapie planowania projektowania. Dobre modele uwalniają projektantów od konieczności prowadzenia nie-

jednokrotnie kosztownych badań eksperymentalnych na prototypach, czy modelach wykonanych w skali.

Wszystkie systemy sterowania i regulacji przedstawiane w dostępnych publikacjach bazują na układach z ciągłą regulacją prędkości, którą mogą dać silniki prądu stałego bądź silniki prądu przemiennego wyposażone w falowniki. Publikacja [5] wskazuje, iż już we wczesnych latach 90. ubiegłego wieku wprowadzenie przetwornic częstotliwości do napędów dźwignic było uważane za decydujący punkt w ich rozwoju i modernizacji. W pracy [28] porównano układ konwencjonalny napędów z układem wyposażonym w przetwornice częstotliwości.

W zmodernizowanym układzie przyjęto jeden falownik dla mechanizmu podnoszenia i jazdy wózka. Zwrócono uwagę na bardzo istotne zalety nowego systemu, takie jak duże możliwości regulacji prędkości silników, zmniejszenie natężeń prądu w układach zasilających, czy zwiększenia trwałości elementów mechanicznych układów dzięki obniżeniu obciążeń dynamicznych.

Zalety stosowania napędów z falownikami przedstawia praca [17], wskazując m.in. możliwości regulacyjne w zakresie prędkości, swobodę programowania przemienników częstotliwości, możliwość zwrotu energii do oporników hamowania lub do sieci zasilającej, sterowanie hamulcami mechanicznymi oraz łatwość komunikacji z innymi urządzeniami, jako przesłanki szerokiego stosowania w napędach urządzeń dźwigowych silników klatkowych z falownikami.

Zwiększanie dokładności prowadzenia członów wykonawczych i możliwość kształtowania stanów nieustalonych pozwalają wg autorów na znaczące podniesienie parametrów techniczno-eksploatacyjnych urządzeń oraz stopniowe wypieranie napędów prądu stałego.

Autorzy publikacji [15] dokonują między innymi przeglądu istniejących metod modelowania ładunku i sterowania.

W pracy [6] przedstawiono m. in. odniesienia do prac potwierdzających analogię ruchu ładunku podwieszonego pod wózkiem do wahadła matematycznego oraz zaproponowano metodę tłumienia wahań podczas hamowania od stałej prędkości do zatrzymania. Bazując na opracowanym modelu wahadła, przedstawiono cyfrową, analogową i adaptacyjną metodę tłumienia wahań ładunku w czasie hamowania. Praca [49] omawia pomiary dla suwnicy z różnymi rodzajami napędów ze sterowaniem „fuzzy logic”, z wykorzystaniem systemu kontrolno-pomiarowego STK (Sugeno-Takagi-Kanga), umożliwiające analizę parametrów pracy urządzenia, potwierdzając poprawę parametrów, takich jak pozycjonowanie lub zmniejszenie wahań ładunku. W publikacji [2] autorzy próbują określić dynamikę wahającego się ładunku w oparciu o przebiegi momentów napędowych.

Zagadnienia związane z transportem ładunków długich, a w szczególności dynamika takich układów, nie są dostatecznie rozpoznane i nie są opisywane w dostępnej literaturze. Wbrew pozorom nie są to rzadkie przypadki transportu materiałów, szczególnie na placach składowych z dłużycami bądź w halach montażowych, gdzie produkowane są wielkogabarytowe elementy lub maszyny, czy też w przemyśle hutniczym. Transport taki konieczny jest np. w przypadku zmiany położenia elementu w czasie robót montażowych, przenoszenia gotowego elementu lub maszyny na środek transportu umożliwiający jej wywiezienie (np. wagon kolejowy).

W przypadku transportowania ładunków długich bardzo często wykorzystuje się dwie suwnice bądź dwa wózki poruszające się po moście suwnicy. Przykładami mogą być: suwnica przedstawiona na fotografii 1.2 czy zestaw suwnic montażowych do wagoników londyńskiego metra przedstawionych na fotografii 1.3.



Fot. 1.2. Suwnica z dwoma wciągarkami

Źródło: TRANSREM Sp. z o. o. Opole

W celu zbadania możliwości zsynchronizowania pracy dwóch suwnic transportujących jeden długi ładunek niezbędny jest model opisujący ruch takiego ładunku. Elementem łączącym oba te urządzenia jest ładunek, który jest ciałem

o określonej masie, momencie bezwładności i położeniu środka ciężkości, w dodatku zawieszony na dwóch wiotkich linach. W dostępnej literaturze nie znaleziono informacji dotyczących modelowania tego typu elementów, zatem należało zbudować własny, zweryfikowany, możliwie najbardziej użyteczny model.



Fot. 1.3. Suwnice montażowe wagonów

Źródło: Street Crane Co Ltd

W niniejszej pracy przedstawiono zweryfikowany model ładunku długiego poruszającego się w płaszczyźnie pionowej obejmującej jego oś. Model ten możliwy jest do zastosowania przy badaniu dynamiki takiego ładunku przy różnych warunkach brzegowych i rodzajach wymuszeń. Opracowanie, rozwiązanie i weryfikacja modelu daje podstawy do prowadzenia dalszych badań nad dynamiką i metodami generowania funkcji sterujących, w celu uzyskania pożądaných efektów użytkowych, takich jak np. możliwość szybkiego transportu ładunku z wytlumieniem jego wahań. Jest to bardzo ważne zagadnienie, choćby w świetle artykułu „Handling Long Steel Products Proves to Be a Balancing Act” [1] z września 2011 r. w czasopiśmie Stowarzyszenia Iron & Steel Technology – „Iron & Steel Technology”, w którym autorzy piszą, że: „suwnice pomostowe są prawdopodobnie najbardziej niebezpiecznymi urządzeniami używanymi do obsługi wyrobów długich ze stali, bo nawet najmniejsze ruchy suwnicy są powiększane przez długi ładunek. (..) Dwie suwnice pomostowe pracujące w tandemie do obsługi produktów stalowych (..) wymagają doskonałej komunikacji pomiędzy operatorami dźwigów.”

1.1. Cel Pracy

Zasadniczym celem pracy jest opracowanie sposobu transportu ładunków, który za pomocą skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych pozwoli zapewnić bezpieczne przemieszczanie zawieszonego na linach ładunku od zadanego punktu początkowego do zadanego punktu końcowego. Jego podstawy opierają się na wyznaczeniu niekolizyjnej trajektorii ruchu uwzględniającej przeszkody w obszarze transportowym oraz zapewnieniu, poprzez odpowiednie funkcje wymuszające i układy sterowania, dostarczenia ładunku do punktu docelowego z określoną dokładnością, tzn. z dokładnym dojazdem wózka i czołownic oraz jednoczesną eliminacją wahań ładunku po okresach rozruchu i hamowania. Niezbędne dla poprawnej konstrukcji układów napędowych jest zbadanie i rozpoznanie dynamiki suwnicy i jej mechanizmów oraz opracowanie zweryfikowanych eksperymentalnie modeli dynamicznych napędów i sterowania.

System transportu bliskiego, realizowanego za pomocą skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych, mający za cel główny poprawę jakości sterowania skojarzonymi ruchami tych mechanizmów zapewni dokładniejsze pozycjonowanie ładunków, prowadzące do bezpiecznego transportu, również w przypadku ładunków o dużych długościach.

Niniejsze opracowanie przedstawia opis systemu transportu ładunków suwnicą pomostową, który pozwala wprowadzić takie urządzenie do logistycznego systemu transportu wewnątrzzakładowego. Proponowane rozwiązania pozwolą w oparciu o dane brzegowe, na które składają się informacje o transportowanym ładunku, długości lin oraz obecnym i planowanym położeniu ładunku, wyznaczyć bezpieczną trajektorię ruchu urządzenia wraz z wyborem poziomu transportowego.

Projektowanie systemów napędowych spełniających powyższe wymagania oraz zapewniających bezpieczny transport ładunków z wykorzystaniem suwnic pomostowych wymaga znajomości dynamiki maszyny transportowej jako całości, jaką jest suwnica pomostowa, jak również poszczególnych układów napędowych, czy też ładunków podwieszanych na wiotkich linach. Niezastąpionym a jednocześnie najtańszym narzędziem do badania dynamiki maszyny jest wspomagane metodami numerycznymi modelowanie. Model dynamiczny, na który składa się opis dynamiki poruszających się elementów oraz zależności w torze kinematycznym czy układzie sterowania jest o tyle wiarygodny, o ile możliwa jest jego rzetelna weryfikacja oparta na dobrze przygotowanym eksperymencie.

Ponadto dzięki badaniom symulacyjnym na zweryfikowanym modelu możliwe jest doprowadzenie ładunku w żądane miejsce z określoną dokładnością z równoczesną minimalizacją tak niekorzystnych zjawisk jak ukosowanie w czasie cyklu roboczego, czy wahania ładunku po zatrzymaniu maszyny.

Praca w systemach automatycznych, czy półautomatycznych, to zaledwie niewielka część wykorzystania tych maszyn. Większość pracy suwnic to jednak działanie ze sterowaniem ręcznym przez operatora. W przypadku takiego sterowania bezużyteczne stają się układy kompensujące ukosowanie bazujące na pomiarze przemieszczenia czołownic. Możliwe jest jednak kompensowanie pojawiających się przemieszczeń bocznych suwnicy względem toru poprzez skonstruowanie korzystnego układu sterowania opartego o pomiar położenia czołownic względem szyny.

Zakłada się znaczne uproszczenie ruchów dostawczych przez wprowadzenie układu sterowania wykorzystującego wychylenie ładunku względem jego punktu zaczepienia do sterowania przemieszczaniem poszczególnych mechanizmów jazdy suwnicy. Ponieważ praca ze sterowaniem ręcznym stanowi nieodzowny element pracy całego układu sterowania suwnicą (nawet jeśli ma ona większą część cyklu pracować automatycznie), należy uwzględnić w czasie rozpoznawania cech dynamicznych suwnicy możliwość wprowadzania udogodnień dla tzw. ruchów dostawczych i montażowych.

Dla budowy układów sterowania pozwalających na bezpieczny transport ładunku zgodnie z przedstawionym algorytmem wyboru poziomu transportowego i drogi ładunku, pracy ze sterowaniem ręcznym i transportu ładunków zawieszonych na dwóch wciągarkach, opracowane zostały modele poszczególnych elementów układów, a mianowicie:

- wahającego się ładunku,
- układu falownik-stojan silnika,
- wózka z mechanizmem jazdy,
- mostu suwnicy z mechanizmem jazdy,
- długiego ładunku w płaszczyźnie pionowej zawierającej jego oś.

Powstał również model kompleksowy całej suwnicy pomostowej, który połączył modele poszczególnych elementów. Modele zostały doprowadzone do zapisu w przestrzeni zmiennych stanu i rozwiązane z wykorzystaniem metod numerycznych za pomocą samodzielnie napisanych programów.

1.1. Cel Pracy

Wszystkie modele zostały zweryfikowane eksperymentalnie na specjalnie do tego przygotowanych stanowiskach laboratoryjnych stanowiących mechanizmy rzeczywiste (włączając w to rzeczywistą suwnicę pomostową pracującą w hali laboratorium Zakładu Maszyn Roboczych Napędów i Sterowania Katedry Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn).

Uzyskane narzędzie (zweryfikowany model) pozwoliło na przeprowadzenie badań symulacyjnych potwierdzających poprawność działania funkcji sterujących oraz układów sterowania zarówno dla pojedynczej suwnicy, jak i dla zestawu dwóch przemieszczających się wciągarek transportujących niebezpieczne, długie ładunki.

2. Kojarzenie ruchów roboczych dźwignic

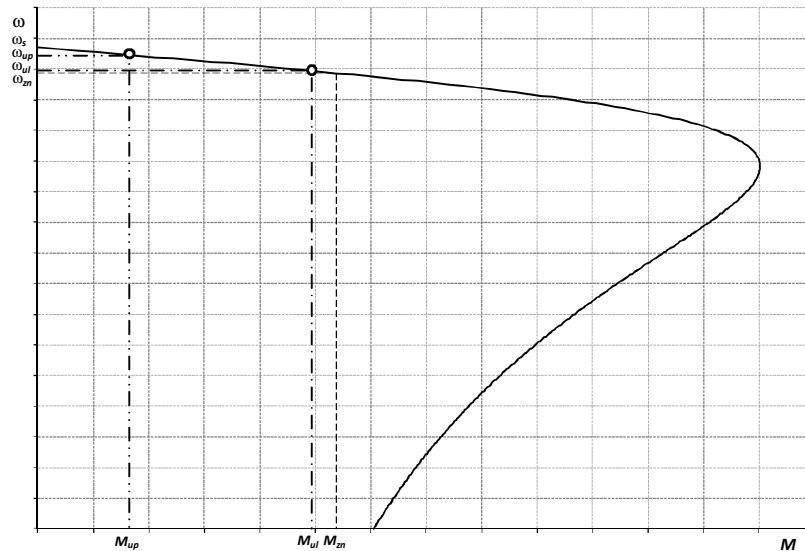
Kojarzenie ruchów roboczych suwnic obejmować może zarówno pojedyncze urządzenie, jak i zestawy dwóch urządzeń pracujące np. w tandemach. Podstawową zasadą niezbędną do przestrzegania w czasie ich eksploatacji jest bezpieczeństwo ludzi pracujących w obszarach obsługiwanych przez suwnice.

W pozycji [9], dotyczącej bezpiecznej eksploatacji suwnic napisano: „Ruchy robocze mechanizmów powinny być wykonywane w sposób płynny, bez nadmiernych przyspieszeń i opóźnień. W czasie pracy suwnicą, zwłaszcza w przypadku kojarzenia ruchów roboczych różnych mechanizmów, mogą występować nadmierne wahania transportowanego ładunku. Jest to zjawisko niepożądane, mogące doprowadzić do wypadku lub uszkodzenia suwnicy. Należy wtedy „wygasić” wahania ładunku poprzez wyrównania prędkości poziomych górnych odcinków lin zawiesia i ładunku. Zabieg taki wymaga niebagatelnym umiejętności. Należy dodać, że kojarzenie ruchów roboczych może mieć miejsce jedynie wtedy, gdy instrukcja producenta dopuszcza taką sytuację”. Są to zasady przedstawiane przez Zespół Koordynacji Inspekcji UDT i dotyczą głównie ręcznego sterowania ruchami roboczymi jazdy suwnic. Coraz szersze wprowadzanie w pełni zautomatyzowanych układów napędowych, czy też układów półautomatycznych, pozwala spełniać wszystkie te wymogi bez udziału czynnika ludzkiego.

Wspomniane kojarzenie ruchów może oznaczać w przypadku suwnic pomostowych zarówno kojarzenie ruchów obu mechanizmów jazdy, jak również kojarzenie ruchów jazdy z podnoszeniem czy podnoszenia z obrotem (w przypadku trawers obrotowych). Biorąc pod uwagę duże gabaryty suwnic przy równoczesnym indywidualnym napędzie czołownic, synchronizacja ich ruchu jest również problemem wymagającym rozwiązania.

Brak układu kojarzącego ze sobą ruchy obu czołownic przy napędzie indywidualnym (np. praca silników na ich charakterystykach naturalnych) powoduje szereg niekorzystnych zjawisk występujących w trakcie ruchów roboczych mechanizmów jazdy mostu. Powstające zawsze w czasie pracy suwnicy ukosowanie uzyskuje w takim przypadku znaczne wartości, prowadzące bardzo szybko do kontaktu szyn z obrzeżami kół, a w konsekwencji występowanie dodatkowych naprężeń zarówno w konstrukcji suwnicy, jak i w samej szynie.

Przykładowo suwnica o udźwigu $Q = 12,5 \text{ kN}$, rozpiętości $L = 11 \text{ m}$, poruszająca się ruchem ustalonym z prędkością $v_j = 80 \text{ m/min}$, z ładunkiem umieszczonym w odległości $c = 1 \text{ m}$ od czołownicy, w czasie 1 sekundy takiego ruchu wykazuje różnicę przemieszczeń czołownic $\Delta c = 0,048 \text{ m}$, co jest efektem różnych punktów pracy silników poddanych obciążeniu różnymi momentami M_{ul} i M_{up} , co przedstawiono na rysunku 2.1.

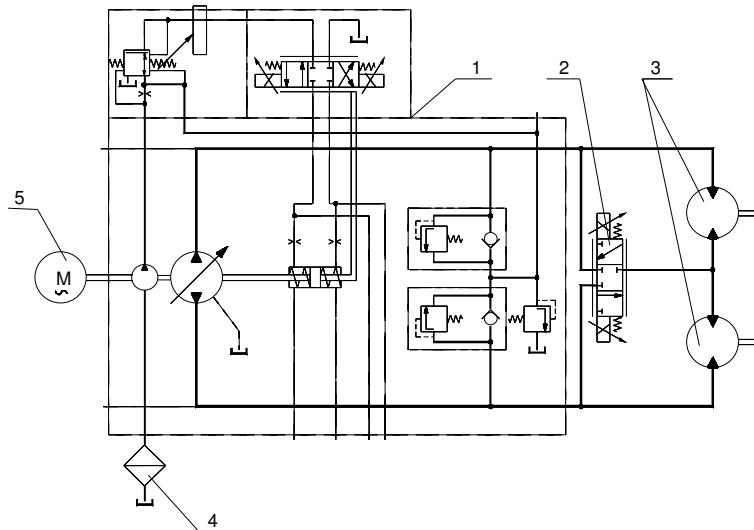


Rys. 2.1. Różnica prędkości silników indywidualnych mechanizmów jazdy suwnicy przy ich różnym obciążeniu

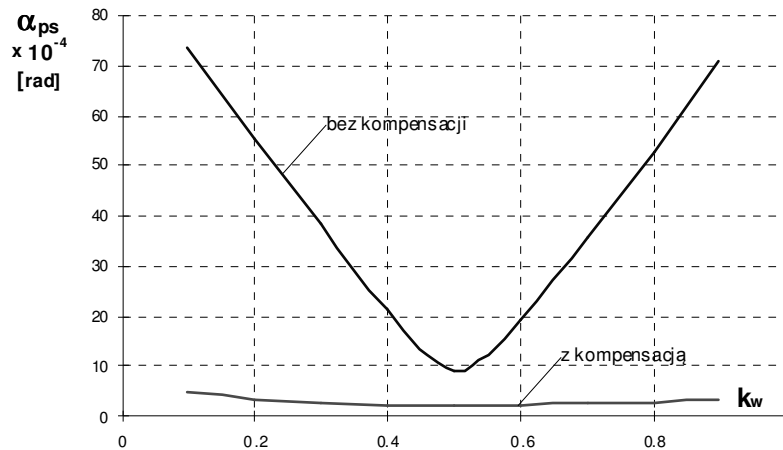
W przypadku pozostałych parametrów suwnicy, takich jak szerokość szyny i szerokość koła oraz rozstaw kół na czołownicy okazuje się, że kontakt obrzeży kół z szyną osiągnięty zostaje już po niecałych 3 s. Obliczenie przeprowadzono dla ustalonych warunków pracy mechanizmów bez uwzględniania takich zakłóceń, jak poślizgi (głównie po stronie mniej obciążonej) czy niedokładności geometryczne ułożenia szyny.

Badania nad ukosowaniem suwnic z napędem hydrostatycznym przedstawiono w pracach [31], [32], [33], [56], [61] i [62]. Zaprojektowano hydrostatyczny napęd mechanizmu jazdy mostu suwnicy pomostowej umożliwiający ciągłą kompensację ukosowania mostu. Schemat hydrauliczny napędu pokazano na rysunku 2.2. W układzie zastosowano przekładnię hydrostatyczną z dwoma silnikami hydraulicznymi połączonymi szeregowo z proporcjonalnym rozdzielaczem kompensacyjnym, który bocznikował jeden z silników hydraulicznych w zależności od sygnału z układu pomiarowego ukosowania suwnicy. Opracowanie dobrze zweryfikowanych modeli układu napędowego suwnicy pozwoliło określić optymalne wartości współczynników wzmocnienia układu kompensacji ukosowania, użytych następnie w rzeczywistym układzie napędowym. Przeprowadzone badania wykazały dobrą jakość kompensacji kąta ukosowania. Przykładowe porównanie wskaźnika jakości prowadzenia

suwnicy będącego średnią miarą kąta ukosowania dla różnych położeń wózka na moście suwnicy przedstawia rysunek 2.3.



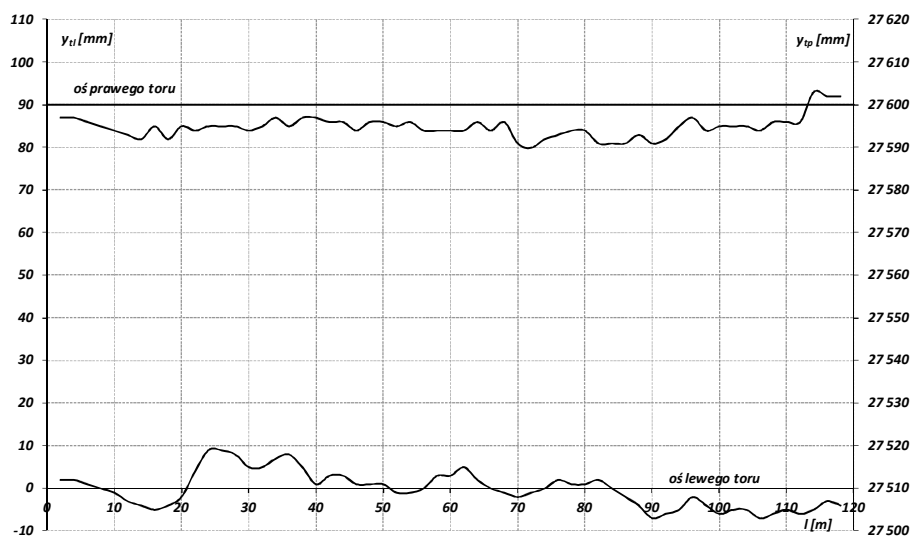
Rys. 2.2. Schemat hydrostatycznego układu napędowego z kompensacją ukosowania



Rys. 2.3. Wykres zależności wskaźnika jakości prowadzenia suwnicy α_{ps} od położenia wózka na moście określonego współczynnikiem k_w

$$k_w = \frac{y_w}{L}, \quad \text{gdzie } y_w - \text{położenie wózka na moście, } L - \text{rozpiętość suwnicy.}$$

Wprowadzanie do zasilania silników klatkowych przetwornic częstotliwości, znacznie poprawiło prowadzenie suwnicy wzdłuż torów. Nawet pierwsze układy napędowe z przetwornicami z tzw. kompensacją poślizgu zapewniały utrzymanie stałych, założonych prędkości ustalonych przy różnych wartościach momentów obciążających silniki. Jednakże ze względu na możliwości początkowych wartości kąta ukosowania suwnicy, niepożądane kontakty obrzeży z szyną nadal mogły występować. Wprowadzenie układów regulacji położenia dla czołownic spowodowało, oprócz poprawy pozycjonowania ładunku, również zmniejszenie ukosowania, rozumianego jako wyprzedzenie jednej czołownicy przez drugą. Niedokładności wykonania torów nadal mogą wpływać na możliwość niepożądanego kontaktu obrzeża-szyna. Niedokładności takie mogą sięgać nawet do kilkunastu milimetrów. Przykładowy przebieg odchyłek położenia szyn od osi torów dla suwnicy o rozpiętości 27,6 m i długości toru 120 m przedstawiono na rysunku 2.4. Przyjęte na rysunku symbole oznaczają odpowiednio: y_p – położenie prawego toru, y_l – położenie lewego toru, L – długość torów.

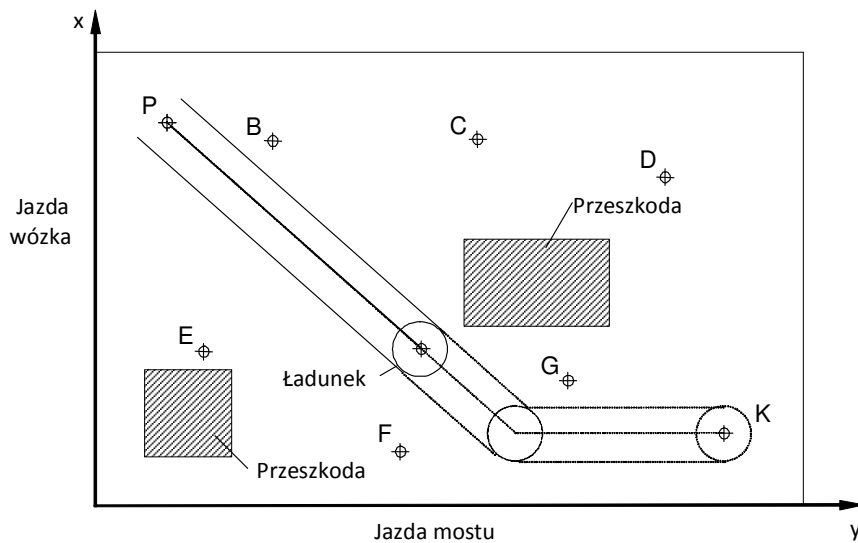


Rys. 2.4. Przebieg odchyłek położenia szyn od osi torów

Znaczną poprawę w prowadzeniu dają układy kompensujące ukosowanie oparte o układy pomiarowe związane z konstrukcją suwnicy i szyną (określające położenie suwnicy względem szyny).

Umożliwienie swobodnego kształtowania prędkości silników asynchronicznych zwartych, jaką niesie technika falownikowa, otwiera duże możliwości automatyzowania procesów transportowych z wykorzystaniem suwnic, jak choćby

procesów decyzyjnych związanych z wyborem trajektorii ruchu transportowanego ładunku, czy wyborem poziomu transportu. Informacja o przeszkodach w polu transportu suwnicy jest elementem niezbędnym do wypracowywania decyzji o transporcie ładunku z punktu P do K skojarzonymi ruchami mostu i wózka. Przykładowa mapa pola transportu poziomego w trakcie realizacji przemieszczenia poziomego ładunku przedstawiona jest na rysunku 2.5. Dużymi literami opisano punkty stałe pola pracy (np. podejmowanie lub składanie ładunku), prostokątami przeszkody istniejące na danym poziomie transportowym. W celu określenia drogi transportowej, ze względu na wahający się ładunek, niezbędna jest znajomość dokładnie zweryfikowanych modeli zarówno suwnicy, wózka, jak i wahającego się ładunku. Pozwoli to na określenie bezpiecznej drogi ładunku z odpowiednim zapasem wolnej przestrzeni względem przeszkód, z uwzględnieniem jego wychylenia w czasie cyklu roboczego. Wstępne prace przedstawiono w publikacjach [52], [55], [57] i [58].



Rys. 2.5. Mapa pola transportu poziomego w trakcie realizacji przemieszczenia poziomego ładunku

Dobrze zweryfikowany model suwnicy wraz z układem napędowym składającym się z falowników zasilających silniki napędowe daje szerokie możliwości badawcze w projektowaniu nowych układów sterowania jazdą suwnicy i wózka oraz weryfikacji i identyfikacji parametrów takich układów.

Możliwe staje się wówczas sprawdzenie poprawności działania i określenie skuteczności takich układów, jak choćby układ sterowania jazdą suwnicy za pomocą wychylania ładunku, który przy odpowiednim układzie pomiarowym kąta wychylenia ładunku daje zadowalające wyniki zarówno dla małych przemieszczeń (np. montażowych), jak i w przypadku przemieszczania na większe odległości ładunków o masach ograniczonych przepisami dotyczącymi dopuszczalnych wartości siły (składowa równoległa do podłoża) użytej przez pracownika podczas oburęcznego przemieszczania przedmiotów.

Inny przypadek skojarzonych ruchów obejmuje pracę dwóch suwnic transportujących długi ładunek. Aby opracować skuteczny system transportu, dający maksymalne bezpieczeństwo, należy zbudować możliwie prosty, rzetelnie zweryfikowany model długiego ładunku, na początek dla ruchu w zawierającej go płaszczyźnie pionowej. Ruch taki może być realizowany za pomocą dwóch suwnic pracujących na jednym torze, dwóch suwnic poruszających się nad jedną halą, lecz po torach na różnych wysokościach, bądź z wykorzystaniem suwnicy z dwoma wózkami.

3. Określanie niekolizyjnej drogi ładunku

3.1. Kojarzenie ruchów mechanizmów suwnicy

Zadaniem układu sterownia transportem poziomym ładunku jest wypracowanie takiej funkcji sterującej, aby doprowadzić ładunek z punktu początkowego P do końcowego K.

Korzystna funkcja sterująca w ruchu roboczym, obejmująca przebiegi czasowe zadanych prędkości jazdy mostu $v_{mz}(t)$ oraz wózka $v_{wz}(t)$ powinna być określona tak, aby punkt zaczepienia lin ładunku S poruszał się z prędkością zapewniającą wytłumienie wahań ładunku po okresach rozruchu i hamowania oraz jego dojazd do punktu K z zadaną dokładnością.

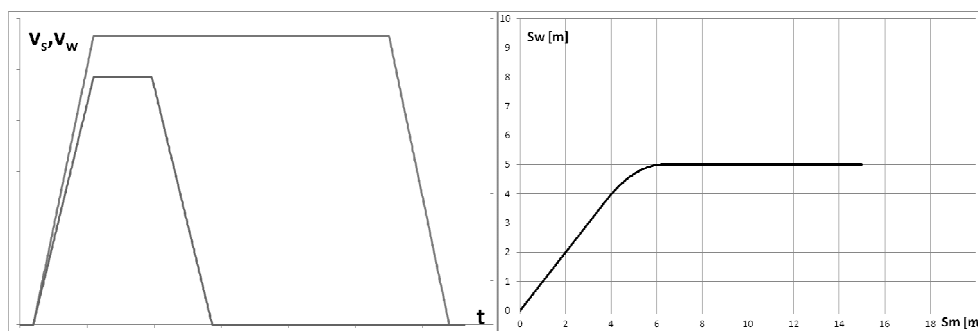
Możliwe są różne sposoby transportu ładunku. Najczęściej stosowane sposoby prowadzenia ładunku polegają na jeździe obydwu mechanizmów z maksymalną prędkością. Najczęściej mamy do czynienia z równoczesnym startem obu mechanizmów, ale zdarzają się przypadki opóźnionego startu jednego z mechanizmów – choćby w celu ominięcia przeszkody. Przykładowe konfiguracje prędkości i odpowiadających im trajektorii przedstawiono na rysunku 3.1.

Szczególnym przypadkiem kojarzenia ruchów jazdy mostu i wózka jest prowadzenie punktu zaczepienia lin ładunku wzdłuż prostej poziomej PK, z równoczesnym tłumieniem wahań zawieszzonego na linach ładunku po okresie rozruchu oraz po zatrzymaniu w punkcie K. Taki sposób prowadzenia ładunku jest możliwy tylko na takich poziomach transportowych, które nie zawierają przeszkód. Zwykle będzie to najwyższy poziom transportowy, który wolny jest od jakiegokolwiek zabudowy.

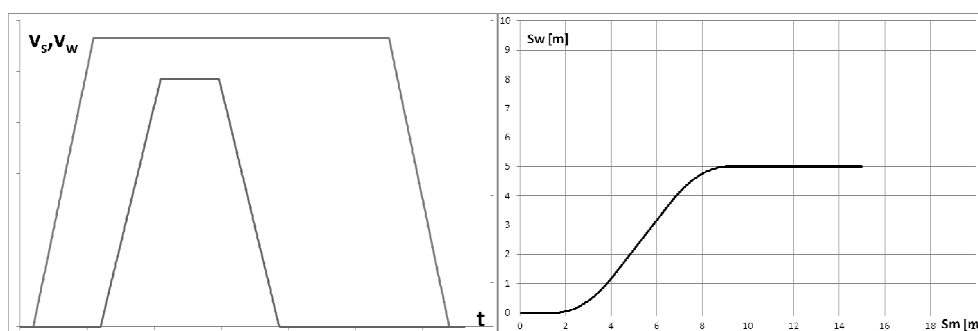
Sposób określania maksymalnej wartości oraz kierunku zadanej prędkości $v_{sz}(t)$ punktu zaczepienia lin ładunku w przypadku ruchu po prostej przedstawiono na rysunku 3.2. W dowolnym położeniu zadanym, prędkość zadana punktu S_z jest skierowana w stronę punktu K, a ograniczenie jej wartości wynika z możliwości kinematycznych mechanizmów jazdy mostu i wózka. Na rysunku 3.2 przedstawiono sytuację, kiedy wykorzystana zostaje maksymalna prędkość mechanizmu jazdy mostu, natomiast prędkość jazdy wózka zostaje ograniczona ze względu na konieczność zachowania odpowiedniego kierunku zadanej prędkości wypadkowej v_{sz} punktu zaczepienia lin ładunku.

3.1. Kojarzenie ruchów mechanizmów suwnicy

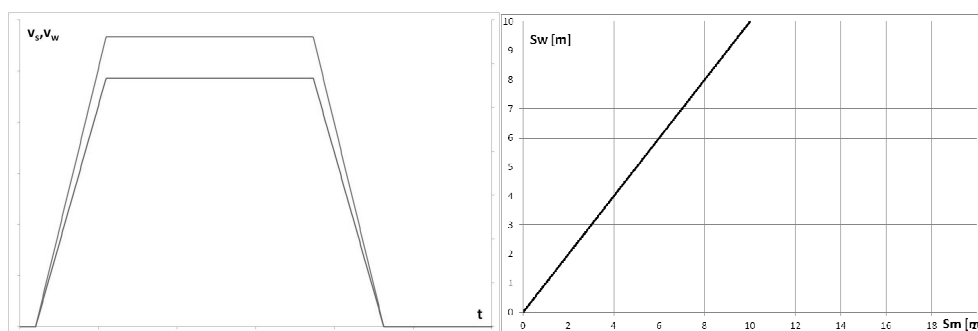
a) Równoczesny start mechanizmów



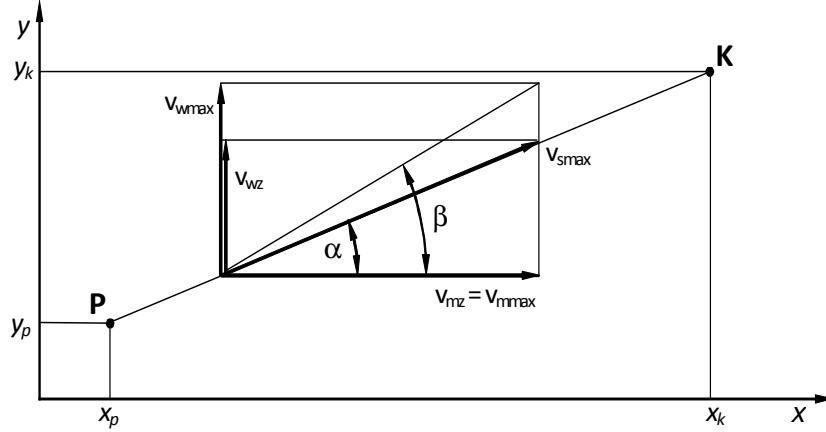
b) Omijanie przeszkody



c) Linia prosta



Rys. 3.1. Przykładowe konfiguracje prędkości punktu zaczepienia lin i odpowiadające im trajektorie przemieszczeń



Rys. 3.2. Określanie maksymalnej zadanej prędkości punktu zaczepienia lin ładunku

Stosując oznaczenia z rysunku 3.2, można wyznaczyć maksymalną prędkość zadaną v_{smax} wzdłuż odcinka PK, wykorzystując zależności geometryczne dla kąta β wynikającego z maksymalnych prędkości obu mechanizmów oraz kąta α wynikającego z kierunku prostej, po której będzie się poruszać ładunek. Zależności te przedstawiono poniżej:

$$\sin \alpha = \frac{y_k - y_p}{\sqrt{(x_k - x_p)^2 + (y_k - y_p)^2}} \quad (3.1)$$

$$\sin \beta = \frac{v_{wmax}}{\sqrt{v_{mmax}^2 + v_{wmax}^2}} \quad (3.2)$$

W zależności od wzajemnych relacji kątów α i β , jedna z prędkości musi zostać ograniczona.

- ograniczenie prędkości mostu

$$|\sin \alpha| < \sin \beta \Rightarrow v_{smax} = \frac{v_{mmax}}{|\cos \alpha|} \Rightarrow v_{mmax} = v_{smax} \cdot |\cos \alpha| \quad (3.3)$$

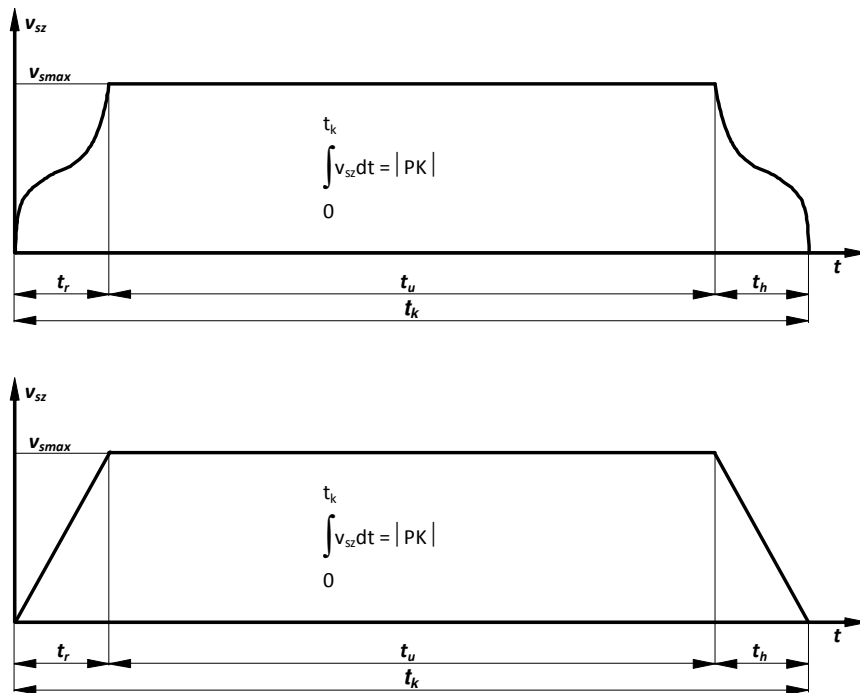
- ograniczenie prędkości wózka

$$|\sin \alpha| > \sin \beta \Rightarrow v_{smax} = \frac{v_{wmax}}{|\sin \alpha|} \Rightarrow v_{mmax} = v_{smax} \cdot |\cos \alpha| \quad (3.4)$$

3.1. Kojarzenie ruchów mechanizmów suwnicy

Ruch roboczy suwnicy przy transporcie poziomym ładunku wzdłuż prostej PK składa się z okresów rozruchu, ruchu ustalonego ze stałą prędkością v_{smax} oraz hamowania. Przebiegi prędkości zadanej w okresach rozruchu i hamowania należy określić tak, aby zminimalizować wahania ładunku po tych okresach, natomiast czas ruchu ustalonego t_u został tak dobrany, aby zadana droga punktu zaczepienia lin ładunku wzdłuż odcinka PK była równa jego długości.

Przykładowe przebiegi prędkości zadanej punktu zaczepienia lin ładunku v_{sz} pokazano na rysunku 3.3.



Rys. 3.3. Zadana prędkość punktu zaczepienia lin ładunku w ruchu roboczym

Znajomość zadanej prędkości v_{sz} punktu zaczepienia lin ładunku wzdłuż odcinka PK umożliwia znalezienie zadanych prędkości mostu v_{mz} i wózka v_{wz} dla każdegoadanego położenia punktu zaczepienia lin ładunku S_z , wynikającego z zadanych położeń mostu x_z i wózka y_z . Wyjaśnia to rysunku 3.4.

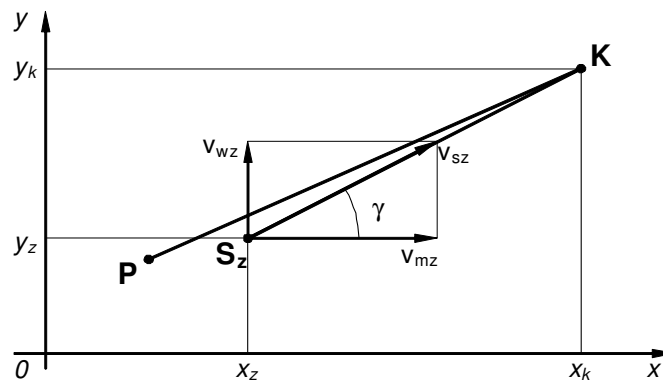
Słuszne są przy tym poniższe zależności:

$$v_{mz} = v_{sz} \cdot \cos \gamma \quad (3.5)$$

$$v_{wz} = v_{sz} \cdot \sin \gamma \quad (3.6)$$

$$\cos \gamma = \frac{x_k - x_z}{\sqrt{(x_k - x_z)^2 + (y_k - y_z)^2}} \quad (3.7)$$

$$\sin \gamma = \frac{y_k - y_z}{\sqrt{(x_k - x_z)^2 + (y_k - y_z)^2}} \quad (3.8)$$



Rys. 3.4. Sposób wyznaczania zadanych prędkości mostu i wózka

Wyznaczenie funkcji sterującej dla realizacji ruchu roboczego, polegającego na przeprowadzeniu ładunku wzdłuż prostej poziomej od położenia początkowego P do końcowego K, przy skojarzonych ruchach mostu według wózka suwnicy, odbywa się według poniższego algorytmu.

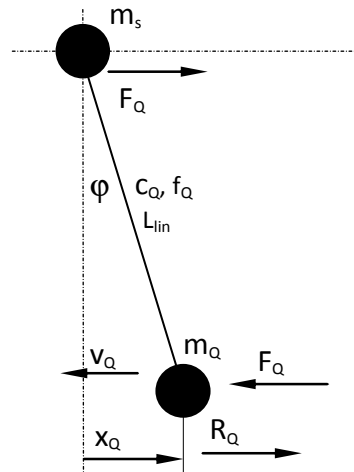
1. Określenie maksymalnej, możliwej do zrealizowania prędkości v_{smax} punktu zaczepienia lin ładunku wzdłuż odcinka PK, przy wykorzystaniu maksymalnych prędkości jazdy mostu i wózka.
2. Określenie sterowania, czyli przebiegu czasowego prędkości zadanej krążka szczytowego $v_{sz}(t)$ wzdłuż odcinka PK (prędkość w ruchu ustalonym, kształt funkcji przy rozruchu i hamowaniu, czas ruchu ustalonego).
3. Sprawdzenie dokładności dojazdu do punktu końcowego K i korekta czasu ruchu ustalonego t_u .
4. Realizacja ruchu roboczego.

Wielkości wypracowane przez układ sterowania automatycznego (rys. 3.4), to:

- v_{mz} - zadana prędkość mostu suwnicy,
- v_{wz} - zadana prędkość wózka suwnicy,
- x_z - zadane położenie mostu suwnicy,
- y_z - zadane położenie wózka suwnicy.

3.2 Opis ruchu ładunku i wyznaczanie funkcji sterującej mechanizmu jazdy

Ruch zawieszonego na linach ładunku opisano jako ruch wahadła matematycznego w płaszczyźnie pionowej równoległej do toru, w oparciu o model przedstawiony na rysunku 3.5.



Rys. 3.5. Wzajemne oddziaływanie suwnicy i ładunku

Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia i cechy układu:

- ładunek waha się w płaszczyźnie pionowej równoległej do toru jezdnego mostu,
- wahania zawieszonego na linach ładunku są małe, zatem przyjęto, że

$$\sin \varphi \cong \frac{x_Q}{L_{lin}} \text{ oraz } \varphi \cong \frac{x_Q}{L_{lin}},$$

- liny wciągarki są nieważkie i mają stałą długość,
- siła oporu powietrza działająca na ładunek jest proporcjonalna do jego prędkości,
- siła oporu powietrza jest przyłożona w środku ciężkości ładunku,
- nie uwzględniono działania wiatru.

W opisie matematycznym wykorzystano znane zasady mechaniki: zależności statyczne, kinematyczne.

Siłę wzajemnego oddziaływania suwnicy i ładunku F_Q opisano wzorem:

$$F_Q = c_Q \cdot x_Q \quad [N] \quad (3.9)$$

gdzie:

c_Q - sztywność pozioma zawieszenia ładunku,

$$c_Q = \frac{m_Q \cdot g}{L_{lin}} \quad [N/m] \quad (3.10)$$

m_Q [kg] - masa ładunku,

L_{lin} [m] - długość lin,

g [m/s²] - przyspieszenie ziemskie,

x_Q [m] - wychylenie ładunku względem wózka.

Siłę oporu powietrza ładunku R_Q opisano wzorem:

$$R_Q = -f_Q \cdot v_Q \quad [N] \quad (3.11)$$

gdzie:

f_Q [Ns/m] - współczynnik oporu powietrza dla ładunku,

v_Q [m/s] - prędkość pozioma ładunku w kierunku ruchu mostu.

Równanie ruchu ładunku ma postać:

$$m_Q \frac{dv_Q}{dt} = F_Q + R_Q \quad (3.12)$$

Związek pomiędzy przemieszczeniem względnym ładunku a prędkością mostu jest następujący:

$$\frac{dx_Q}{dt} = v_s - v_Q \quad (3.13)$$

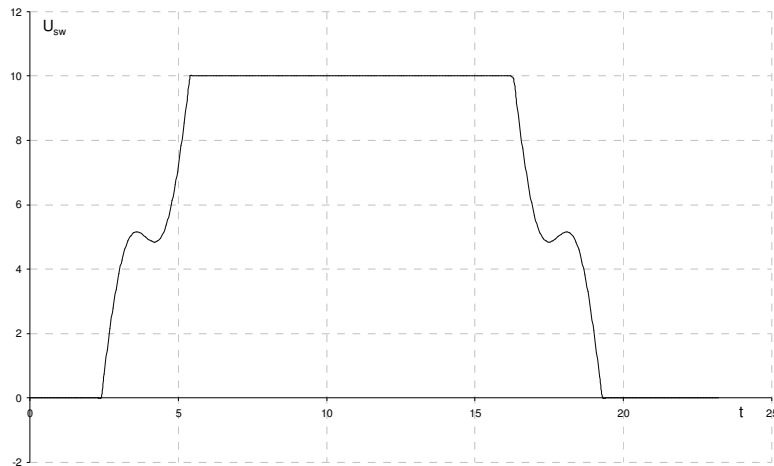
Otrzymano opis ruchu ładunku w przestrzeni zmiennych stanu, który przyjmuje następującą postać:

$$\frac{dv_Q}{dt} = -\frac{f_Q}{m_Q} \cdot v_Q + \frac{c_Q}{m_Q} \cdot x_Q \quad (3.14)$$

$$\frac{dx_Q}{dt} = v_s - v_Q$$

Wymuszeniem dla tego układu jest prędkość v_s punktu zawieszenia ładunku. Badania prowadzone w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej wykazały, że tłumienie wahań zawieszonego na linach ładunku po okresach rozruchu i hamowania jest możliwe dzięki odpowiedniemu kształtowaniu prędkości suwnicy w stanach nieustalonych. Opracowane zostały

metody określania optymalnych, ze względu na tłumienie wahań ładunku, funkcji wymuszających. Wyniki badań przedstawione zostały między innymi w publikacjach [11] i [13]. Przykładowa funkcja wymuszająca przedstawiona jest na rysunku 3.6.

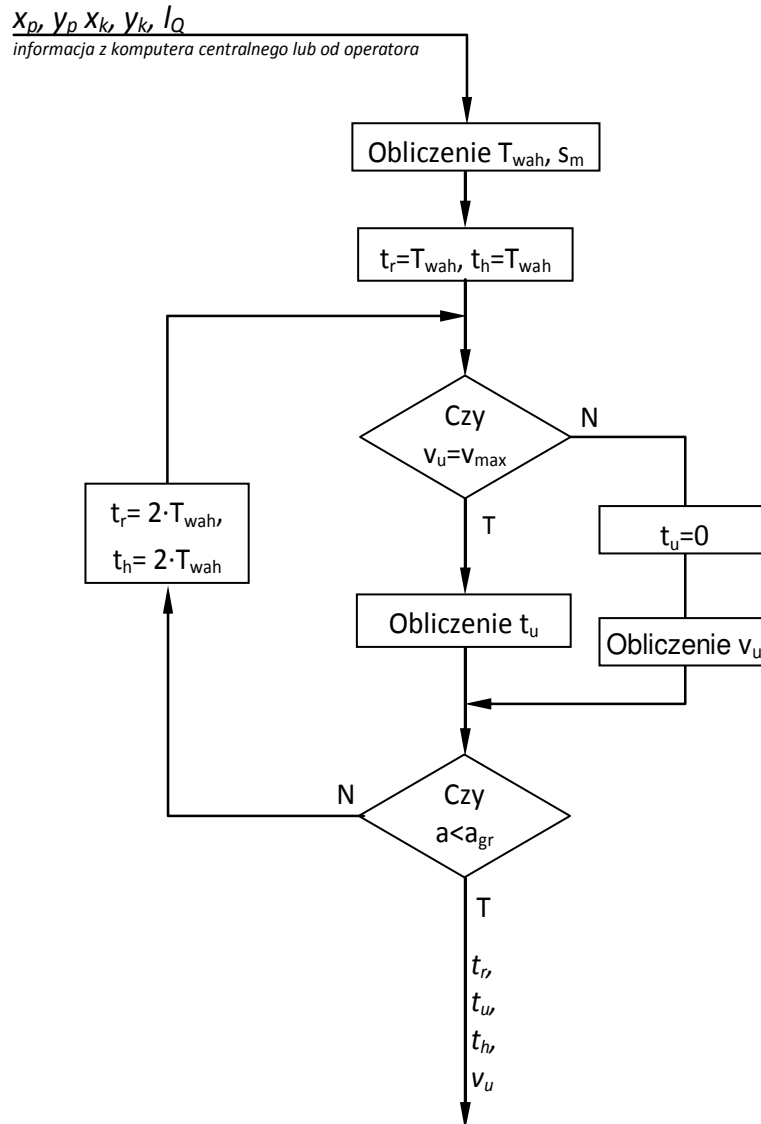


Rys. 3.6. Przykładowa funkcja optymalna

Większość prezentowanych w literaturze rozwiązań zmniejszających wahań ładunku bazuje na zamkniętych układach sterowania, wykorzystując nierzadko bardzo skomplikowane metody definiowania wymuszenia bądź określania poprawek do sygnałów wymuszających. Pojawiły się również próby wprowadzenia sterowania rozmytego do minimalizacji wahań lub układów z obserwatorem stanu.

Wszystkie funkcje optymalne wymagają przekazania do układu napędowego danych dyskretnych o wartościach funkcji w każdej chwili ruchu mechanizmu, w określonych odstępach czasu (np. w postaci tablicy). Wszystkie układy ze sprzężeniami i obserwatorami stanu wymagają szczegółowych informacji z układów pomiarowych (m. in. wychylenia ładunku) w czasie całego cyklu.

Prostszym rozwiązaniem jest zastosowanie liniowej funkcji wymuszającej zarówno w okresie rozruchu, jak i hamowania. Jedyną wielkością pomiarową potrzebną do wypracowania odpowiednich funkcji sterujących jest wówczas długość lin. Do sprawdzenia możliwości tłumienia wahań ładunku przy wykorzystaniu liniowej funkcji sterującej wykorzystano suwnicę pomostową.



Rys. 3.7. Algorytm postępowania do wyznaczania czasów rozruchu

Zauważono, że aby możliwe było tłumienie wahań ładunku, można odpowiednio dobrać czas rozruchu i hamowania mechanizmów jazdy. Jednym ze sposobów jest wprowadzanie czasów rozruchu i hamowania równych okresowi wahań ładunku bądź jego wielokrotności. Wielokrotność została założona dla

przypadków krótkich lin, gdzie przyjęcie czasów rozruchu i hamowania mechanizmów jazdy równych okresowi wahań powodowałoby rozruchy mechanizmów z przyspieszeniami większymi od granicznych – wynikających z warunku niewystępowania poślizgu.

Algorytm postępowania do wyznaczania czasów rozruchu dla pojedynczego mechanizmu jazdy przedstawiono na rysunku 3.7.

W algorytmie wprowadzono następujące oznaczenia:

x_p, y_p	[m]	- współrzędne początkowe ładunku (aktualne położenie),
x_k, y_k	[m]	- współrzędne końcowe ładunku (położenie po zakończeniu cyklu),
l_Q	[m]	- długość lin,
v_u	[m/s]	- prędkość w ruchu ustalonym,
t_r, t_h	[s]	- czasy rozruchu i hamowania,
T_{wah}	[s]	- okres wahań wahadła matematycznego,
S_m, S_w	[m]	- założona droga mostu i wózka,
a	[m/s ²]	- przyspieszenie punktu zaczepienia lin,
a_{gr}	[m/s ²]	- przyspieszenie graniczne wynikające z niewystępowania poślizgu.

Przyjęto model opisany równaniami 3.14, który bez uwzględnienia oporów powietrza przyjmuje postać:

$$\begin{aligned}\frac{dv_Q}{dt} &= \frac{c_Q}{m_Q} \cdot x_Q \\ \frac{dx_Q}{dt} &= -v_Q\end{aligned}\tag{3.15}$$

Po uzyskaniu danych początkowych, program oblicza odpowiednio okres wahań ładunku T_{wah} obliczany wg wzoru:

$$T_{wah} = 2 \times \pi \times \sqrt{\frac{l_Q}{g}} \quad [s]\tag{3.16}$$

oraz przemieszczenia dla każdego z mechanizmów, odpowiednio:

dla mostu	$S_m = x_k - x_p$	[m]
dla wózka	$S_w = y_k - y_p$	[m]

Z tak obliczonych przemieszczeń, zakładając wartości czasów rozruchu i hamowania równe $t_r = T_{wah}$ i $T_h = T_{wah}$, wyznaczane są czasy ruchu ustalonego, korzystając z poniższych zależności (przykładowo przedstawionych dla mostu):

$$S_m = \frac{1}{2} \cdot t_r \cdot v_u + t_u \cdot v_u + \frac{1}{2} \cdot t_h \cdot v_u \quad (3.17)$$

$$S_m = \frac{1}{2} \cdot (t_r + t_h) \cdot v_u + t_u \cdot v_u \quad (3.18)$$

$$t_u = \frac{S_m}{v_u} - \frac{1}{2} \cdot (t_r + t_h) \quad (3.19)$$

Wartość ujemna t_u oznacza, że nie jest możliwy ruch mechanizmu z maksymalną założoną prędkością. W takim przypadku program przyjmuje zerową wartość czasu ruchu ustalonego ($t_u = 0$) i wyznacza prędkość maksymalną v_u , korzystając z następującej zależności:

$$v_u = \frac{S_m}{\frac{1}{2} \cdot (t_r + t_h)} \quad (3.20)$$

Kolejnym krokiem w algorytmie jest określenie przyspieszenia i sprawdzenie, czy jest mniejsze od przyspieszenia granicznego, wynikającego z warunku niewystępowania poślizgu. W przypadku odpowiedzi pozytywnej uzyskujemy dane o t_r , t_h , t_u , v_u . Odpowiedź negatywna powoduje wygenerowanie nowych wartości czasów t_r i t_h równe odpowiednio $t_r = 2 \cdot T_{wah}$, $t_h = 2 \cdot T_{wah}$ i ponowne przeliczenie całej procedury.

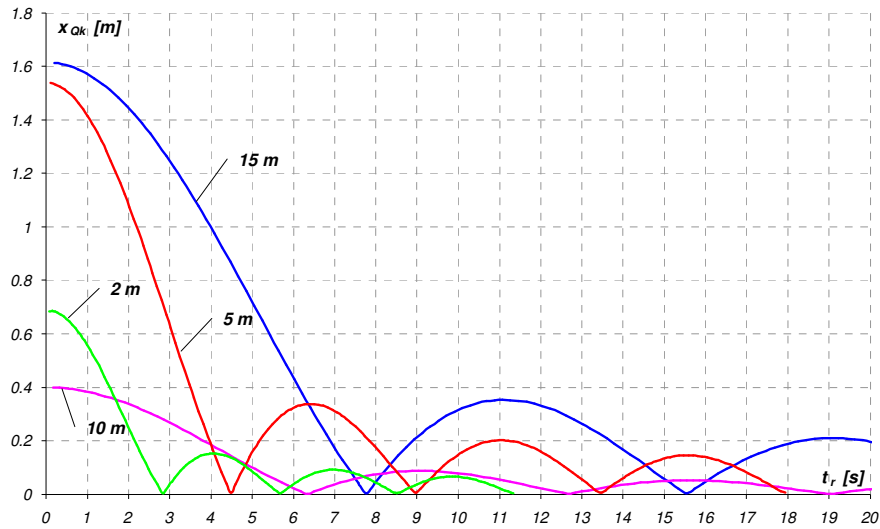
Dalsze zwiększanie czasów rozruchu i hamowania nie jest celowe, bowiem już przy długości liny równej 1 m podwójny okres wahań osiąga wartość 4 s. Dla każdej suwnicy należy rozpatrywać tę kwestię indywidualnie i ewentualnie wydłużyć czas do odpowiedniej wielokrotności T_{wah} .

Dla modelu opisanego równaniami (3.15) przeprowadzono badania symulacyjne, przedstawiające wartość maksymalnego wychylenia ładunku w okresie po zatrzymaniu suwnicy, w zależności od czasu hamowania. Nie narzucono ograniczenia przyspieszeń układu w celu przedstawienia maksymalnego zakresu czasów rozruchu.

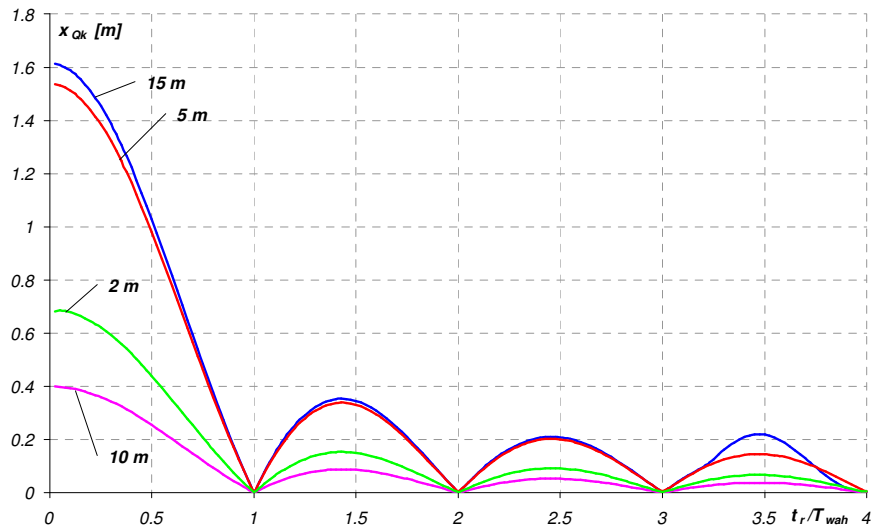
Dodatkowym kryterium przyjętym do oceny metody minimalizacji wahań ładunku jest wartość energii zmagazynowanej w wahającym się ładunku po zakończeniu ruchu roboczego. Wartość energii określono wzorem:

$$E_k = \frac{m_Q \cdot v_Q^2}{2} + \frac{c_Q \cdot x_Q^2}{2} \quad (3.21)$$

Przykładowe przebiegi maksymalnego wychylenia ładunku po zatrzymaniu suwnicy dla różnych długości lin przedstawiono na rysunkach 3.8 i 3.10. Te same wychylenia w odniesieniu do wielokrotności okresu wahań ładunku przedstawiono na rysunkach 3.9 i 3.11.



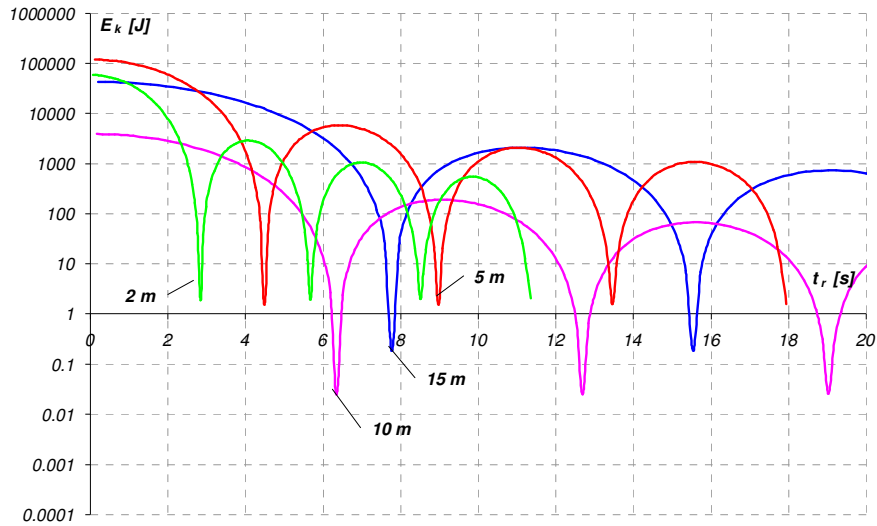
Rys. 3.8. Maksymalne wychylenia ładunku po zatrzymaniu suwnicy dla różnych długości lin w zależności od czasu hamowania



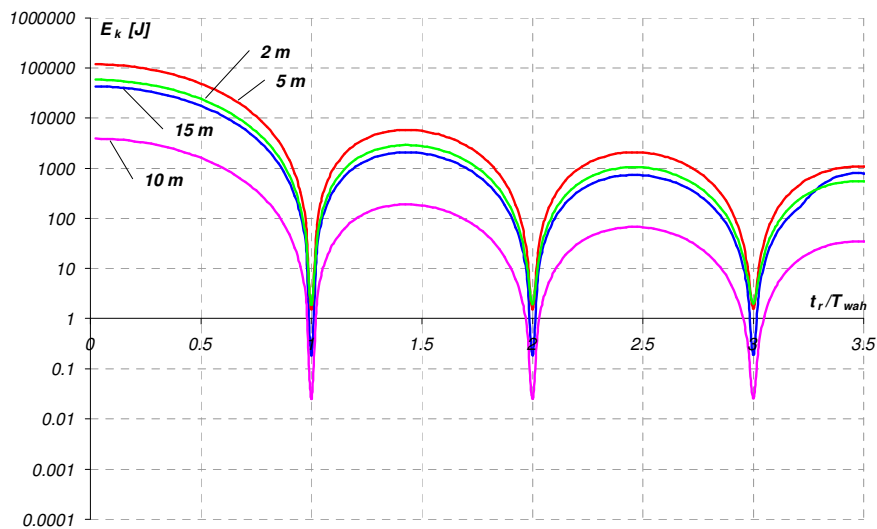
Rys. 3.9. Maksymalne wychylenia ładunku po zatrzymaniu suwnicy dla różnych długości lin w zależności od wielokrotności czasu hamowania względem okresu wahań ładunku

Na rysunku 3.9 widać zależność między minimalnymi wartościami wychylenia ładunku w funkcji wielokrotności okresu wahań ładunku.

3.2. Opis ruchu ładunku i wyznaczanie funkcji sterującej mechanizmu jazdy



Rys. 3.10. Energia kinetyczna ładunku po zatrzymaniu suwnicy dla różnych długości lin w zależności od czasu hamowania



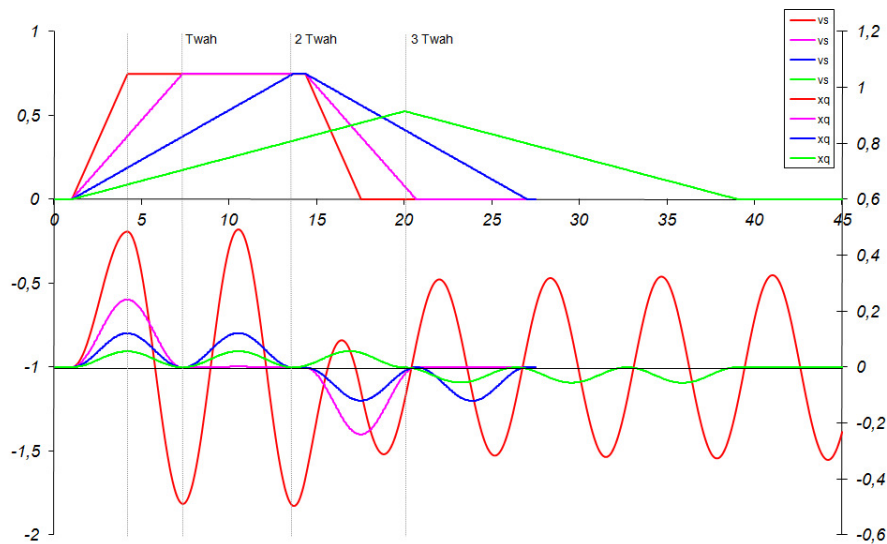
Rys. 3.11. Energia kinetyczna ładunku po zatrzymaniu suwnicy dla różnych długości lin w zależności od wielokrotności czasu hamowania względem okresu wahań ładunku

Energia kinetyczna ładunku przedstawiona na rysunku 3.11 wykazuje minimalne wartości w punktach będących wielokrotnościami okresu wahań ładunku, podobnie jak w przypadku wykresów 3.9.

Zatem zarówno lokalne wartości minimalne wychYLENIA ładunku, jak i energetyczne przypadają na czasy rozruchów równe wielokrotnościom okresu wahań ładunku zawieszonoego na linach o długości l_Q .

Przeprowadzono badania symulacyjne dla różnych czasów rozruchu i hamowania ładunku, uzależnionych od wielokrotności okresu wahań ładunku. Przykładowe przejazdy suwnicy z ładunkiem 5000 kg, zawieszonym na linach o długości 10 m, na drodze 10 m przedstawiono na rysunku 3.12. Przyjęto czasy rozruchu i hamowania równe $0,5 T_{wah}$, T_{wah} , $2T_{wah}$, $3T_{wah}$. Dla trzykrotności T_{wah} niezbędne było obniżenie wartości prędkości v_{ur} , zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w algorytmie.

Widoczne jest utrzymywanie się dużych wahań ładunku po zatrzymaniu dla czasu rozruchu i hamowania równego połowie okresu wahań. W pozostałych przypadkach następuje zminimalizowanie wahań zaraz po zakończeniu cyklu.

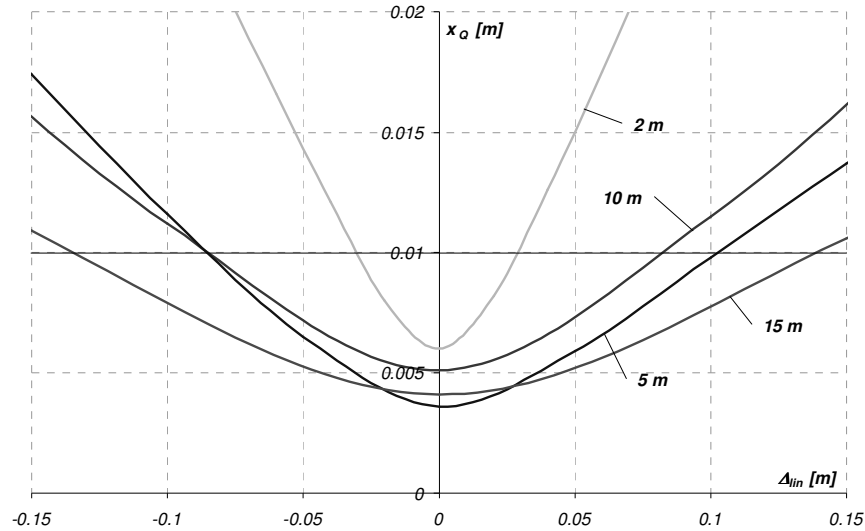


Rys. 3.12. Wpływ różnych czasów rozruchu na wahania ładunku

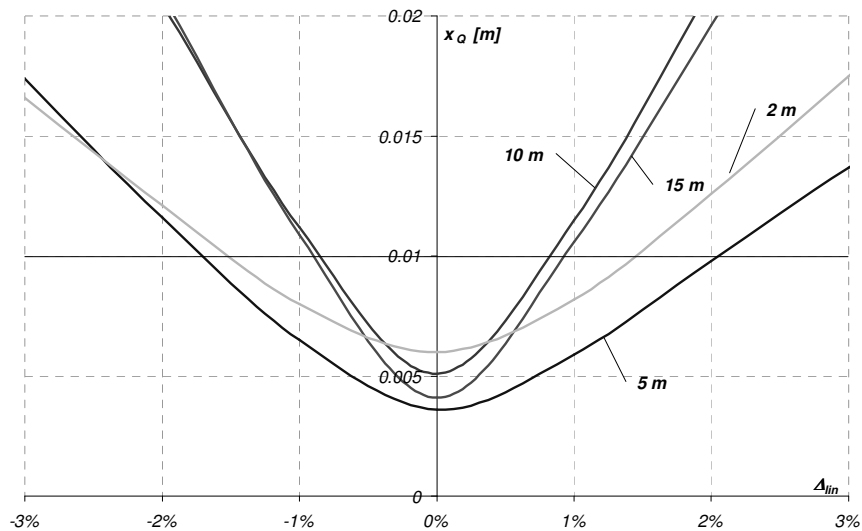
Pojawia się pytanie, na ile taki system będzie zależny od dokładności pomiaru długości lin ładunku, przyjętego modelu obliczeniowego długości lub ich wydłużenia. Odpowiedzią są rysunki 3.13 i 3.14, przedstawiające wpływ pomiaru długości lin w metrach i procentach na maksymalne wychylenie ładunku po zakończeniu cyklu roboczego. W celu wyznaczenia wpływu pomiaru długości lin na skuteczność tłumienia wahań ładunku przez funkcję wymuszającą przyjęto w modelu długości lin różniące się od przyjętych do wyznaczenia funkcji wymuszającej o określone wartości Δ_{lin} :

$$L'_{lin} = L_{lin} \pm \Delta_{lin} \quad (3.22)$$

Można stwierdzić, że błąd pomiaru długości lin np. na poziomie do 2% (przy linach o długości 5 m) pozwala na zachowanie poziomu amplitudy wahań ładunku po zakończeniu cyklu równy około 1 cm.



Rys. 3.13. Wpływ niedokładności pomiaru długości lin na wielkość wahań ładunku



Rys. 3.14. Wpływ niedokładności pomiaru długości lin na wielkość wahań ładunku

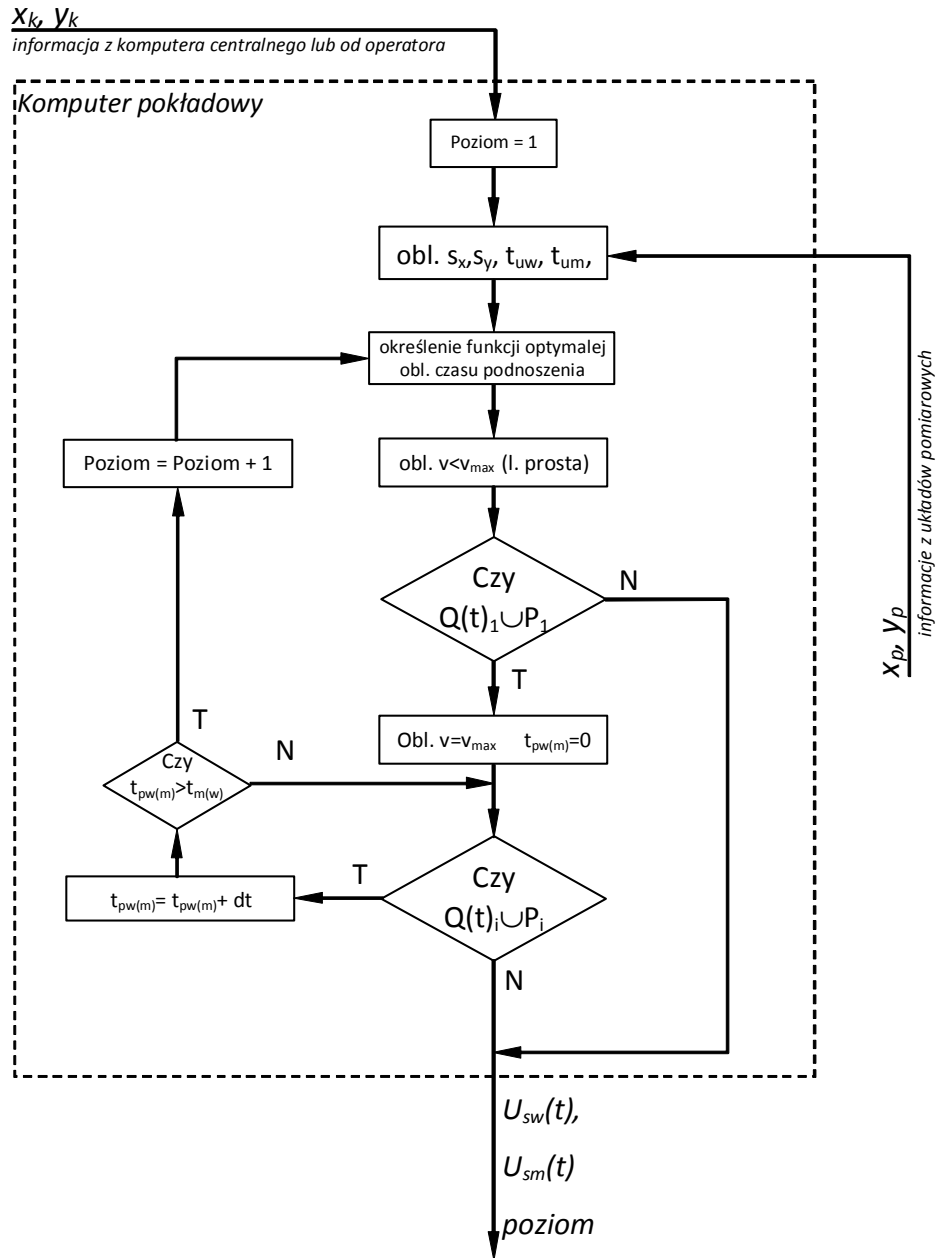
3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku

Zagadnienie wyboru drogi i poziomu transportowego jest szczególnie ważne w przypadku zintegrowanych systemów sterowania procesami produkcji, gdzie rolę nadrzędną pełni komputer centralny, a maszyny transportowe pracują w trybie automatycznym lub półautomatycznym. O punkcie docelowym decydować może wówczas bądź operator suwnicy, bądź komputer centralny. Komputer pokładowy ma za zadanie wyznaczyć takie parametry cyklu, aby przy zachowaniu warunku minimalizacji czasu ruchu suwnicy (podnoszenie, ruchy jazdy, opuszczanie) uniknąć kolizji z istniejącymi na hali (placu składowym) stałymi przeszkodami. Algorytm poszukiwania takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 3.15.

Tego typu algorytm może być stosowany w przypadku znanych gabarytów przenoszonych ładunków (np. znormalizowane palety, kontenery itp.) lub przy założeniu maksymalnych gabarytów przenoszonych ładunków i wykonywania obliczeń z wykorzystaniem przyjętych gabarytów.

Po otrzymaniu współrzędnych docelowych komputer pokładowy sprawdza, czy możliwy jest transport ładunku na najniższym poziomie transportowym. Ze względu na minimalizację czasu ruchu w pierwszej kolejności sprawdzana jest możliwość prowadzenia ładunku po linii prostej, a następnie, jeśli nie jest to możliwe inne przypadki ruchu polegające na kojarzeniu ruchów mostu i wózka z uwzględnieniem czasu opóźnienia startu poszczególnych mechanizmów jazdy. Jeśli na danym poziomie transportowym nie jest możliwe prowadzenie ładunku bez kolizji z przeszkodami lub jest to nieefektywne ze względu na czas transportu, komputer dokonuje takich samych operacji na kolejnych poziomach. Przyjęto zasadę, że najwyższy poziom transportowy nie może mieć żadnych obszarów kolizyjnych, czyli że transport na tym poziomie odbywać się będzie po linii prostej. Efektem pracy tego układu jest wypracowanie przebiegów funkcji wymuszających dla mechanizmów jazdy i określenie poziomu, na którym transport ładunku ma się odbywać przy kryterium minimalizacji czasu transportu.

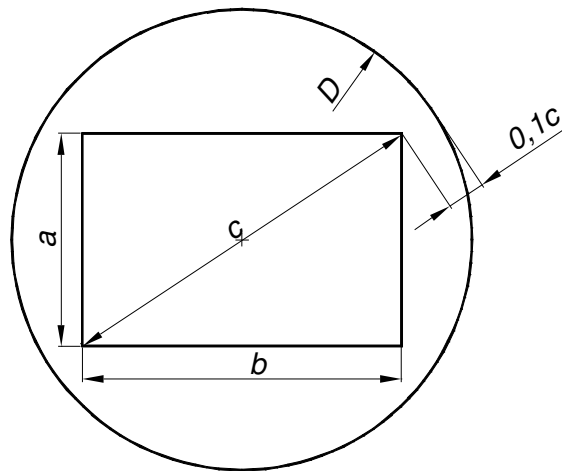
3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku



Rys. 3.15. Algorytm określania parametrów cyklu roboczego suwnicy

Aby określić powyższe funkcje przyjęto następujące założenia:

- Transportowane są ładunki znormalizowane i jako ich gabaryty obliczeniowe przyjęto koło o środku w punkcie zaczepienia ładunku i średnicy D , równej przekątnej ładunku powiększonej o 20%. Zasadę tę pokazuje rysunek 3.16.
- Ładunek potraktowano jako wahadło sferyczne.
- Zastosowane funkcje wymuszające minimalizują wahania ładunku po okresach rozruchu i hamowania.



Rys. 3.16. Określanie gabarytu obliczeniowego ładunku

Dla każdego z poziomów utworzono macierz zawierającą współrzędne narożników wszystkich przeszkód, które opisane są jako prostokąty.

$$P_{pxy} = \begin{bmatrix} x_{p1} & y_{p1} & x_{k1} & y_{k1} \\ x_{p2} & y_{p2} & x_{k2} & y_{k2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{pm} & y_{pm} & x_{km} & y_{km} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Po określeniu warunków początkowych dla mechanizmów jazdy dla pierwszego możliwego poziomu:

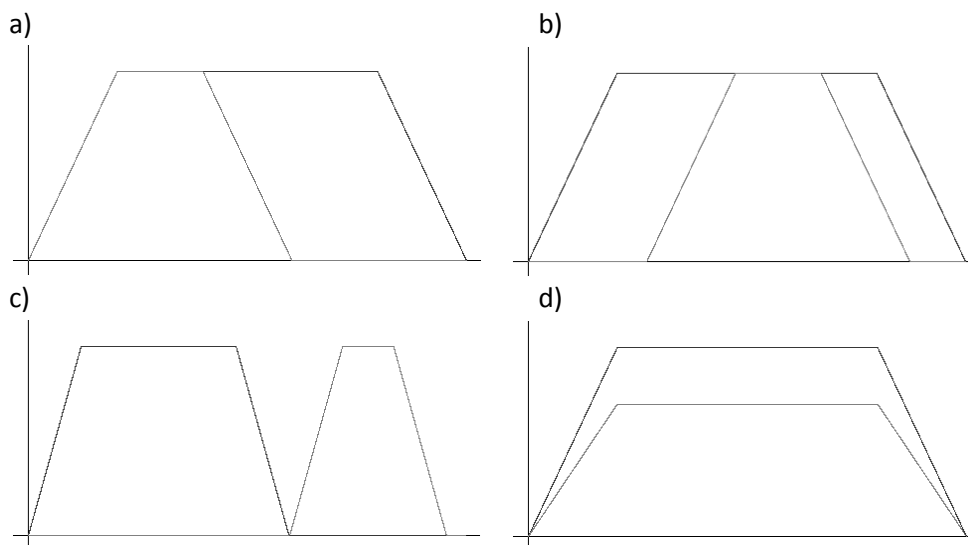
$$x_0 = x_p, \quad y_0 = y_p, \quad t = 0, \quad t_{pm} = 0, \quad t_{pw} = 0$$

gdzie:

t_{pm} - opóźnienia startu mechanizmu jazdy mostu,

t_{pw} - opóźnienia startu mechanizmu jazdy wózka,

przeprowadzona zostaje symulacja ruchu ładunku przy skojarzonej pracy mechanizmów jazdy mostu i wózka poddanego wymuszeniom określonym w rozdziale 3.2 dla maksymalnych prędkości obu mechanizmów i równoczesnego ich startu, tzn. $t_{pm} = t_{pw} = 0$. Symulacja pojedynczego przejazdu jest prowadzona do momentu kolizji ładunku z jakimkolwiek punktem przeszkód lub do momentu osiągnięcia punktu docelowego. W przypadku kolizji z przeszkodą, następuje wyzerowanie warunków początkowych modelu oraz wprowadzenie nowej wartości czasu opóźnienia startu określonego mechanizmu jazdy.

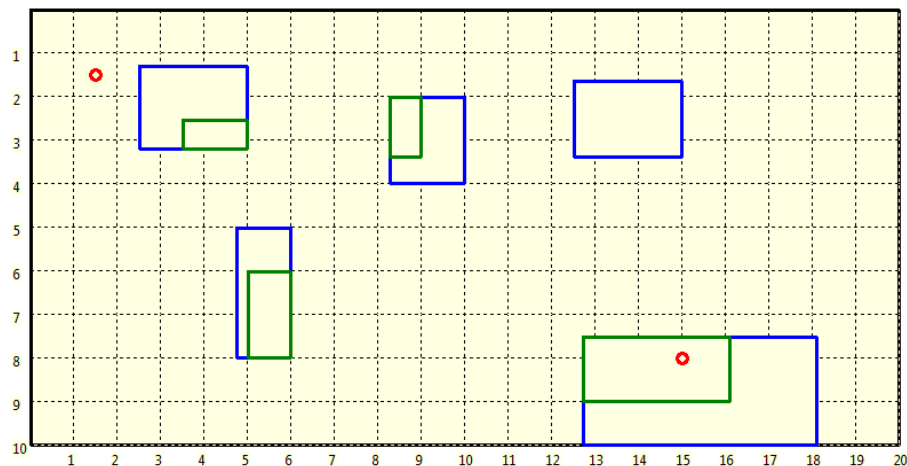


Rys. 3.17. Konfiguracje pracy mechanizmów (opis w tekście)

Dla nowo ustalonych warunków początkowych przeprowadzana jest kolejna symulacja. Przeszukiwanie możliwych rozwiązań na określonym poziomie polega na systematycznej zmianie kolejno opóźnień względnych obu mechanizmów. Przykładowe konfiguracje pracy mechanizmów przedstawiono na rysunku 3.17. Przykład a) oznacza równoczesny start obu mechanizmów, b) omijanie przeszkody jazdą wózka w czasie ruchu ustalonego, c) maksymalny możliwy czas cyklu (kiedy czas opóźnienia startu jednego mechanizmu osiąga wartość równą czasowi cyklu drugiego), d) przejazd po linii prostej z dopasowaniem prędkości mechanizmu, który ma krótszą drogę. Maksymalne opóźnienie startu mechanizmów wynosi $t_{pmmax} = t_{cw}$ dla mostu i $t_{pwmax} = t_{cm}$ dla wózka, gdzie t_{cw} i t_{cm}

to całkowite czasy cyklu odpowiednio wózka i mostu. W przypadku braku możliwości znalezienia drogi na danym poziomie i przekroczenia czasów podanych powyżej następuje ponowna symulacja, jednak dla ładunku na kolejnym, wyższym poziomie transportowym. Symulacje przeprowadzane są dla wszystkich poziomów. Ponieważ ostatni (najwyższy) poziom nie zawiera przeszkód, dlatego dla tego poziomu wykonuje się tylko jedną symulację – dla ruchu ładunku z punktu P do K po prostej – jak opisano wcześniej.

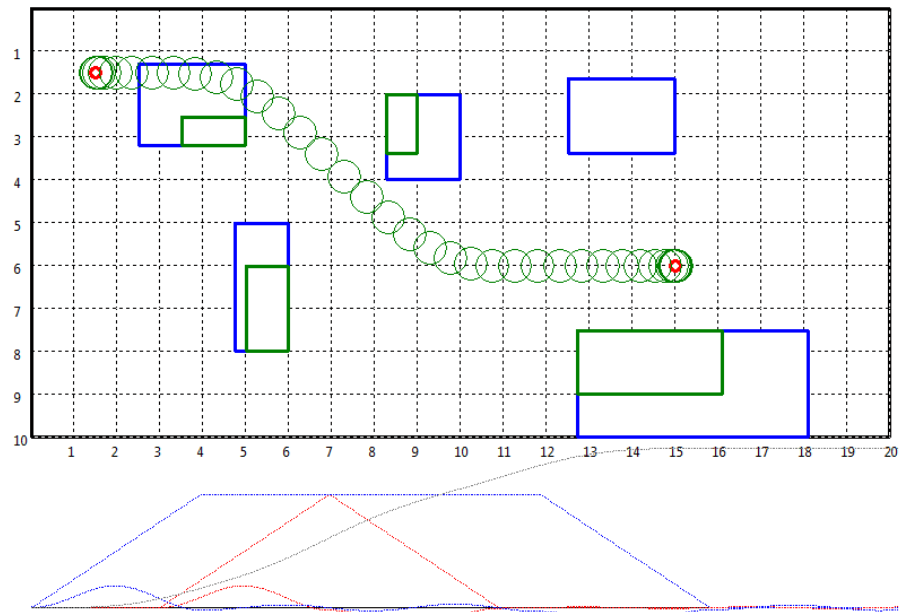
Jeśli symulacje wykażą możliwość transportu ładunku na kilku poziomach, dodatkowo uwzględniona będzie praca wciągarki przy transporcie z punktu startu na poziom transportowy i na koniec cyklu z poziomu transportowego do punktu docelowego K. Mapę hali obsługiwanej przez suwnicę przedstawia rysunek 3.18, natomiast przykładowe trajektorie ruchu ładunku na dwóch różnych poziomach transportowych wraz z prędkościami i wahaniami ładunku w obu kierunkach ruchu przedstawiają rysunki 3.19 i 3.20.



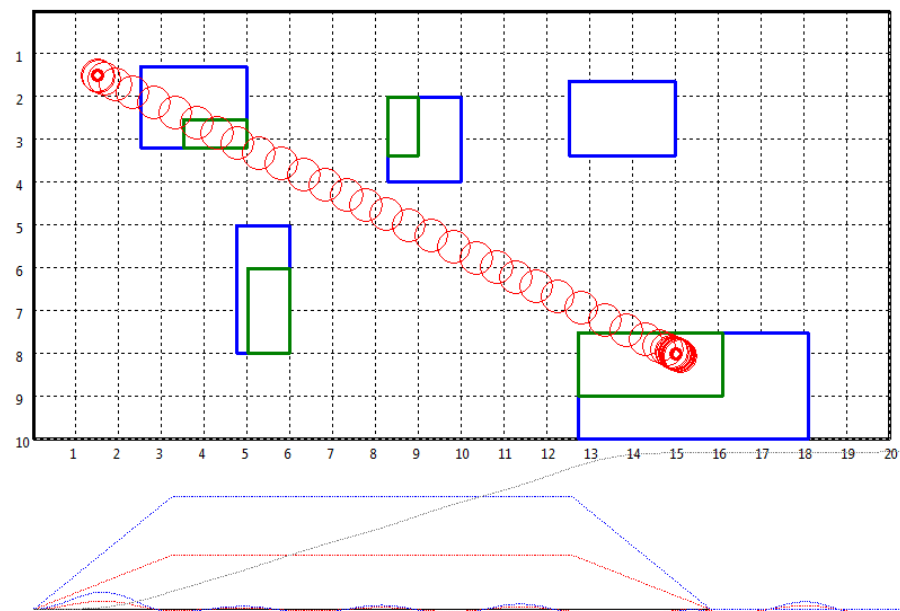
Rys. 3.18. Przykładowa mapa hali obsługiwanej przez suwnicę

W celu wyznaczenia najlepszego sposobu prowadzenia ładunku wprowadzono bezwymiarowe wskaźniki, umożliwiające porównanie przebiegów między sobą. Pierwszy z nich opiera się na średnich energiach cyklu przy transporcie ładunku z punktu P do K na określonym poziomie oraz energii niezbędnej do wprowadzenia ładunku na ten poziom.

3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku



Rys. 3.19. Położenie ładunku przy transporcie na 2 poziomie z omijaniem przeszkody



Rys. 3.20. Położenie ładunku przy transporcie na 3 poziomie po prostej

Obliczany jest w następujący sposób:

$$W_{EPK} = \frac{E_{PK}}{E_{por}} \quad (3.24)$$

E_{PK} wyznaczany jest zgodnie z poniższą zależnością:

$$E_{PK} = m_Q \cdot g \cdot H + \frac{\int_0^{t_c} \left(\frac{(m_s + m_w) \cdot v_m^2}{2} + \frac{(m_w) \cdot v_w^2}{2} + \frac{m_Q \cdot v_{Qm}^2}{2} + \frac{m_Q \cdot v_{Qw}^2}{2} \right) \cdot dt}{t_c} \quad (3.25)$$

a po uporządkowaniu:

$$E_{PK} = m_Q \cdot g \cdot H + \frac{1}{2 \cdot t_c} \cdot \int_0^{t_c} (m_s \cdot v_m^2 + m_w \cdot (v_m^2 + v_w^2) + m_Q \cdot (v_{Qm}^2 + v_{Qw}^2)) \cdot dt \quad (3.26)$$

gdzie:

- m_Q - masa transportowanego ładunku,
- H - wysokość podnoszenia ładunku na najwyższy poziom,
- m_s - masa konstrukcji mostu i czołownic,
- m_w - masa wózka,
- v_m - prędkość mostu suwnicy,
- v_w - prędkość wózka suwnicy,
- v_{Qm} - prędkość ładunku w kierunku ruchu mostu suwnicy,
- v_{Qw} - prędkość ładunku w kierunku ruchu wózka suwnicy,
- x_{Qm} - wychylenie ładunku w kierunku ruchu mostu suwnicy,
- x_{Qw} - wychylenie ładunku w kierunku ruchu wózka suwnicy.

Aby uzyskać bezwymiarowy charakter tego współczynnika przyjęto porównawczą wartość energii E_{por} liczoną dla cyklu składającego się z podnoszenia ładunku z ziemi na maksymalny poziom transportowy, następnie ruchu obu mechanizmów z maksymalnymi prędkościami w ciągłej sekwencji: jazda mostu, natychmiast po zatrzymaniu mostu jazda wózka oraz opuszczania ładunku na ziemię.

Dla uproszczenia przyjęto dla tak założonego cyklu porównawczego brak wahań ładunku. Porównawcza wartość energii jest liczona dla cyklu transportowego z punktu P znajdującego się w punkcie o współrzędnych (0,0) do punktu K o współrzędnych (x_{max}, y_{max}), czyli po przekątnej całego obszaru roboczego. Energię tą można policzyć w sposób opisany wzorem (3.26), przyjmując odpowiednie wartości punktów startu i końca cyklu roboczego.

Drugi wskaźnik W_{tPK} bazuje na czasach niezbędnych do przetransportowania ładunku z punktu P do K i odnosi się do czasów cyklu porównawczego, jak w przypadku wskaźnika W_{EPK} . Wyznaczany jest zgodnie z poniższą zależnością:

$$W_{tPK} = \frac{t_{pP} + t_c + t_{oK}}{t_{por}} \quad (3.27)$$

gdzie poszczególne elementy oznaczają:

- t_{pP} - czas podnoszenia ładunku z punktu P na poziom transportowy,
- t_c - czas cyklu transportu poziomego,
- t_{oK} - czas opuszczania ładunku z poziomu transportowego do punktu K,
- t_{por} - czas cyklu porównawczego.

Przy tak zdefiniowanych wskaźnikach, ich wartości zawierać się będą w przedziale $0 \div 1$. Aby mieć możliwość określania, który z parametrów jest eksploatacyjnie ważniejszy, czy czas transportu, czy też konsumpcja energii – wprowadzono współczynniki wagi poszczególnych wskaźników i całkowity wskaźnik jakości dla cyklu. Wskaźnik ten określono zależnością:

$$W_{jPK} = k_{tPK} \cdot W_{tPK} + k_{EPK} \cdot W_{EPK} \quad (3.28)$$

przyjmując następujące oznaczenia:

- k_{tPK} - współczynnik wagi dla czasu cyklu,
- k_{EPK} - współczynnik wagi dla energii cyklu.

Oba należą do przedziału $0 \div 1$ i przyjęto, że

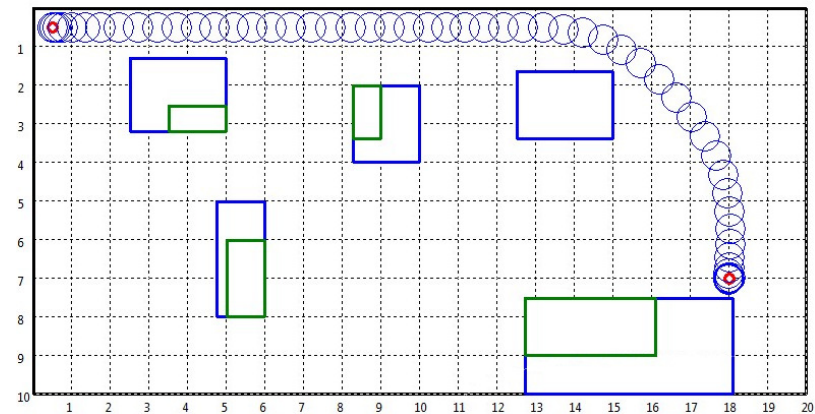
$$k_{tPK} = 1 - k_{EPK} \quad (3.29)$$

zatem wskaźnik przyjmuje następującą postać:

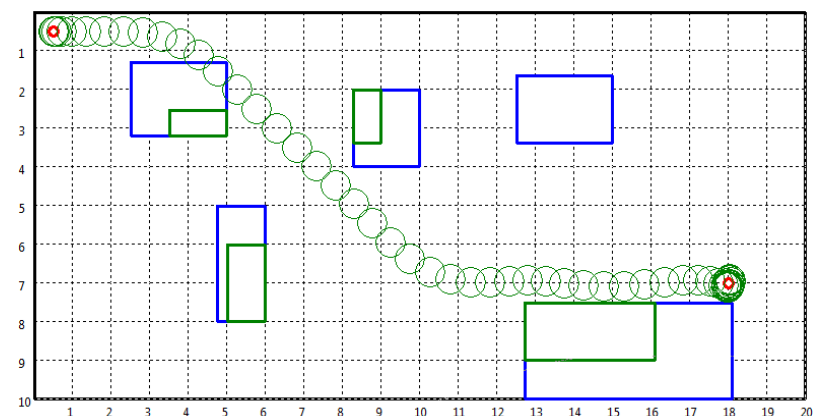
$$W_{jPK} = W_{tPK} - k_{EPK} \cdot (W_{tPK} - W_{EPK}) \quad (3.30)$$

3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku

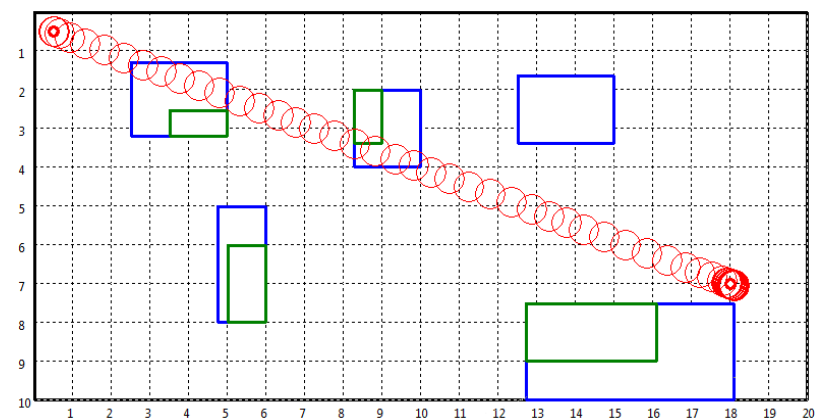
Poziom 1



Poziom 2



Poziom 3



Rys. 3.21. Przejazdy na trzech różnych poziomach transportowych

3.3. Wyznaczanie optymalnej drogi i poziomu transportu ładunku

Przykładowe przejazdy z punktu P o współrzędnych (0,5,0,5) do punktu K o współrzędnych (18,7) na trzech różnych poziomach transportowych przedstawiono na rysunku 3.21. Wskaźniki przedstawiono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1

Poziom transportowy	W_{EPK}	W_{tPK}
1	0,6812	0,5068
2	0,7967	0,6155
3	0,7939	0,7179

4. Modele dynamiczne układów jazdy suwnicy pomostowej

Zbudowanie modeli dynamicznych suwnicy i jej układów napędowych oraz określenie ich parametrów umożliwia przeprowadzenie badań symulacyjnych pracy układów przy różnych sposobach sterowania i kojarzeniu ruchów. Określenie parametrów modeli i ich weryfikacja na rzeczywistych obiektach są niezbędnymi składnikami przygotowywania badań symulacyjnych.

Przy budowie modeli dynamicznych mechanizmów jazdy suwnicy oparto się na wcześniejszych pracach wykonanych w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania, dotyczących własności dynamicznych maszyn roboczych o ruchach płaskich takich jak np. pozycje [5] [6]. Wcześniejsze prace posłużyły również do określenia niektórych parametrów modeli.

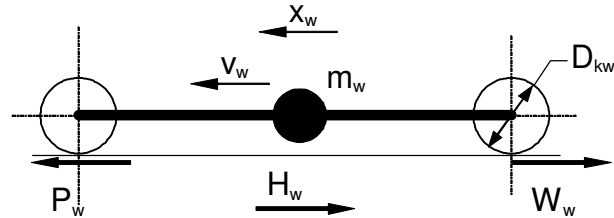
Zastosowanie układów napędowych z wykorzystaniem falowników, a co za tym idzie możliwości dowolnego kształtowania i kontroli prędkości poszczególnych mechanizmów pozwala na nieuwzględnianie w modelu takich zjawisk, jak poślizgi kół napędowych czy tarcie obrzeży kół. Wnioski takie wynikają z wcześniejszych badań mechanizmów jazdy zasilanych falownikami wykonanych w Katedrze.

4.1. Mechanizm jazdy wózka

Przy budowie modelu mechanizmu jazdy wózka przyjęto następujące założenia:

- masy poszczególnych elementów układu przyjęto jako skupione,
- wzajemne oddziaływanie ładunku i wózka od przemieszczeń ładunku w kierunku poziomym przyjęto jako siłę poziomą H_w równoległą do osi toru wózka spowodowaną odchyleniem ładunku od położenia pionowego,
- nie uwzględniono strat w reduktorach,
- siły obciążające wózek pochodzące od mostu i działające w kierunku jego ruchu nie mają wpływu na ruch wózka wzdłuż mostu.

Model dynamiczny wózka dla ruchu w płaszczyźnie poziomej przedstawiono na rysunku 4.1.



Rys. 4.1. Model dynamiczny wózka

Przyjęte zostały następujące oznaczenia:

- m_w - masa wózka,
- v_w - prędkość wózka,
- P_w - pozioma siła sprzężenia ciernego pomiędzy kołem napędowym i szyną wózka,
- W_w - opory ruchu wózka,
- H_w - siła pozioma wywołana odchyleniem ładunku od położenia pionowego, równoległa do osi toru wózka.

Równanie ruchu wózka wzdłuż mostu suwnicy jest następujące:

$$m_w \cdot \frac{dv_w}{dt} = P_w - W_w - H_w \quad (4.1)$$

Zależności kinematyczne pomiędzy prędkością kątową ω_w silnika napędowego a prędkością wózka v_w w warunkach braku poślizgu są następujące:

$$\omega_w = \frac{1}{R_{zw}} \cdot v_w \quad \frac{d\omega_w}{dt} = \frac{1}{R_{zw}} \cdot \frac{dv_w}{dt} \quad (4.2)$$

gdzie:

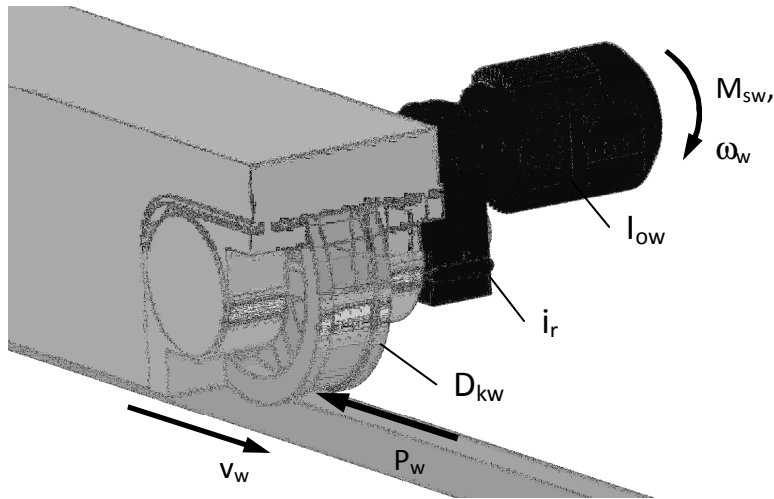
- ω_w - prędkość kątowa silnika mechanizmu jazdy wózka,
- R_{zw} - promień zastępczy mechanizmu jazdy wózka,

$$R_{zw} = \frac{D_{kw}}{2 \cdot i_{rw}} \quad (4.3)$$

gdzie:

- D_{kw} - średnica koła jezdne wózka,
- i_{rw} - przełożenie reduktora mechanizmu jazdy wózka.

Równanie ruchu układu napędowego jazdy wózka wyznaczono w oparciu o model dynamiczny mechanizmu jazdy, przedstawiony na rysunku 4.2.



Rys. 4.2. Model dynamiczny mechanizmu jazdy wózka

Równanie ruchu dla mechanizmu jazdy wózka przyjmuje następującą postać:

$$I_{ow} \cdot \frac{d\omega_w}{dt} = M_{sw} - P_w \cdot R_{zw} \quad (4.4)$$

gdzie:

M_{sw} - moment napędowy elektromagnetyczny silnika wózka,

I_{ow} - zredukowany do wału silnika napędowego moment bezwładności elementów obrotowych mechanizmu jazdy wózka.

Model opisany wstępnie równaniami (4.1) i (4.4) przyjmuje nową postać poprzez podstawienie równania (4.2) do równania (4.4) oraz przyrównanie równań (4.1) i (4.4). W efekcie otrzymujemy jedno równanie w postaci przedstawionej poniżej:

$$\frac{dv_w}{dt} = \frac{\frac{M_{sw}}{R_{zw}}}{\left(m_w + \frac{I_{ow}}{R_{zw}^2}\right)} - \frac{W_w}{\left(m_w + \frac{I_{ow}}{R_{zw}^2}\right)} - \frac{H_w}{\left(m_w + \frac{I_{ow}}{R_{zw}^2}\right)} \quad (4.5)$$

Wymuszeniem dla tego układu jest moment elektromagnetyczny rozwijany w silniku asynchronicznym. Silnik taki może pracować na swojej charakterystyce mechanicznej lub być zasilany przez falownik. W pierwszym przypadku konieczna jest znajomość zależności momentu M_{sw} od prędkości ω_w wirnika silnika zgodnie z jego charakterystyką mechaniczną. Charakterystyka mechaniczna może być opisana wzorem Klossa bądź (w dużym uproszczeniu) odcinkami linii prostych. W przypadku napędu zasilanego z falownika model musi być uzupełniony o model układu falownik-stojan silnika. W modelu tym moment elektromagnetyczny silnika generowany jest w inny sposób.

4.2. Model układu falownik-stojan silnika asynchronicznego

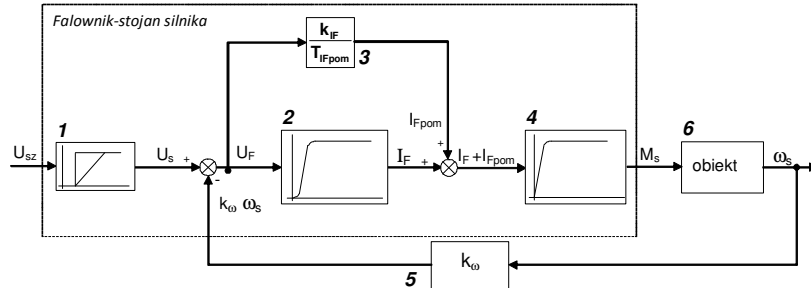
Podczas prac nad ukosowaniem suwnic pomostowych z wykorzystaniem dostępnych modeli napędów falownikowych, przedstawianych w pracach [22], [24], [25], [26] i [27], zauważono, że są one zbyt „sztywne”. Napęd suwnicy opisywany tymi modelami nie wykazuje praktycznie żadnego ukosowania, co nie jest zgodne z rzeczywistością i prowadzi do wniosku, że zastosować należy tu nieco inny (bardziej „miękki”) model. Większość modeli opisanych w literaturze bazuje głównie na modelach dla uzwojeń silnika (np. [44]) i są one opisane złożonymi układami równań różniczkowych.

Powstała zatem potrzeba opracowania własnego modelu układu falownik-stojan silnika, uwzględniającego elementy rzeczywistej struktury falownika. Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia:

- zmienne przyjęte w modelu obrazują rzeczywiste wielkości fizyczne w opisywanym układzie,
- pracę falownika zamodelowano łącznie ze stojanem silnika asynchronicznego, określając jako wielkość wyjściową tego układu moment elektromagnetyczny silnika M_s ,
- uwzględniono istnienie w falowniku elementów typowych – bloków całkujących,
- dane dotyczące modelowanego układu są wyprowadzane tylko na podstawie danych katalogowych,
- w modelu będą zmieniane tylko te parametry, których zmiana możliwa jest w układach rzeczywistych (np. współczynnik wzmocnienia czy stałe czasowe).

Bazując na powyższych założeniach zbudowano model fizyczny układu falownik-stojan silnika asynchronicznego, przedstawiony na rysunku 4.3.

4.2. Model układu falownik-stojan silnika asynchronicznego



Rys. 4.3. Model układu falownik-silnik

W modelu wykorzystano typowe równania członów dynamicznych inercyjnych pierwszego i drugiego rzędu oraz członu całkowego opisanych następującymi równaniami:

$$T_{F1}^2 \cdot \frac{d^2 I_F}{dt^2} + T_{F2} \cdot \frac{d I_F}{dt} + I_F = k_{IF} \cdot k_{wzm} \cdot (U_s - k_{\omega} \cdot \omega_s) \quad (4.6)$$

$$T_{IFpom} \cdot \frac{d I_{Fpom}}{dt} = k_{IF} \cdot (U_s - k_{\omega} \cdot \omega_s) \quad (4.7)$$

$$T_{Ms} \cdot \frac{d M_s}{dt} + M_s = k_{Ms} \cdot (I_F + I_{Fpom}) \quad (4.8)$$

Wielkością wymuszającą dla tego układu jest napięcie U_s wynikające z założonego przebiegu prędkości oraz ograniczeń, jakie niesie zadajnik całkujący 1. Wielkości fizyczne reprezentowane w tych równaniach to:

- I_F - natężenie prądu zasilającego stojan,
- I_{Fpom} - pomocnicze natężenie prądu zasilającego stojan,
- M_s - moment na stojanie silnika,
- ω_s - prędkość kątowa silnika.

Dla członów opisanych równaniami przyjęto następujące parametry:

- T_{F1}, T_{F2} - stałe czasowe członu 2,
- k_{IF} - współczynnik przeliczeniowy członów 2 i 3,
- k_{wzm} - współczynnik wzmocnienia,
- T_{IFpom} - stała czasowa członu 3,
- k_{ω} - współczynnik przeliczeniowy prędkości kątowej,

4.2. Model układu falownik-stojan silnika asynchronicznego

- k_{Ms} - współczynnik wzmocnienia członu 4,
 T_{Ms} - stała czasowa członu 4.

Współczynniki przeliczeniowe oraz stałe czasowe określono na podstawie danych katalogowych oraz w trakcie weryfikacji modelu.

Ponieważ przy opracowywaniu modelu za ważne uznano jego prostotę i możliwość rozwiązania jak najprostszymi metodami, dlatego zamiast równania (4.6) przyjęto dwa równania różniczkowe opisane poniżej, wprowadzając do układu dodatkową zmienną pomocniczą I_F' mającą wymiar natężenia prądu.

$$T_{F1}^2 \cdot \frac{dI_F'}{dt} + T_{F2} \cdot I_F' + I_F = k_{IF} \cdot k_{wzm} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega_s) \quad (4.9)$$

$$\frac{dI_F'}{dt} = I_F' \quad (4.10)$$

Ze względu na istnienie wewnętrznego sprzężenia zwrotnego od prędkości ω_s w falowniku niezbędne jest powiązanie układu falownika z prędkością wału silnika poprzez jego równanie ruchu. Równanie to ma postać:

$$I_{zr} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = M_s - M_u \quad (4.11)$$

gdzie:

- I_{zr} - zredukowany moment bezwładności elementów obrotowych
 związanych z wałem silnika,
 M_u - moment oporów zredukowany do wału silnika.

Dodatkowo w rozpatrywanym układzie zamodelowano również zadajnik całkujący (1), mający za zadanie ograniczenie szybkości narastania wartości dynamicznych sygnału U_s przy gwałtownych zmianach wymuszenia U_{sz} . Zadajniki takie występują w rzeczywistych falownikach i np. w falownikach firmy Bevi można ustawiać ich stałe czasowe do poziomu $T_c = 300$ ms. Zadajnik został opisany równaniem (4.12):

$$\frac{dU_s}{dt} = k \quad (4.12)$$

gdzie k przyjmuje następujące wartości:

$$\begin{aligned} k &= \frac{U_m}{T_c} & \text{dla} & \quad U_{sz} > U_s \\ k &= 0 & \text{dla} & \quad U_{sz} = U_s \\ k &= -\frac{U_m}{T_c} & \text{dla} & \quad U_{sz} < U_s \end{aligned}$$

U_m – maksymalna wartość sygnału U_{sz} .

Po odpowiednich przekształceniach i uporządkowaniu otrzymujemy zapis powyższego układu w przestrzeni zmiennych stanu w postaci:

$$\frac{dU_s}{dt} = k$$

$$\frac{dI_F'}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega_s) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_F' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_F$$

$$\frac{dI_F}{dt} = I_F'$$

$$\frac{dI_{Fpom}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega_s) \quad (4.13)$$

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_F + I_{Fpom}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_s$$

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{1}{I_{zr}} \cdot M_s - \frac{1}{I_{zr}} \cdot M_u$$

Przyjęto następujące zmienne stanu:

- I_F - natężenie prądu zasilającego stojan,
- I_F' - zmienna pomocnicza – natężenie prądu,
- I_{Fpom} - natężenie prądu pomocnicze,
- M_s - moment elektromagnetyczny silnika,
- ω_s - prędkość kątowa wirnika silnika,
- U_s - napięcie sterujące.

W tak opisanym układzie wielkością sterującą jest sygnał napięciowy U_{sz} , proporcjonalny do zadanej prędkości kątowej silnika. Jako wielkości wyjściowe przyjęto prędkość kątową silnika asynchronicznego ω_s i moment M_s .

Model został rozwiązany metodami numerycznymi z wykorzystaniem ogólnie dostępnej aplikacji Lazarus. W celu zweryfikowania opisanego powyżej układu przeprowadzono badania eksperymentalne na rzeczywistym obiekcie, opisane w rozdziale 5.1.

Opisany model charakteryzuje się prostą budową i przebiegami prędkości wykazującymi dużą zgodność z wielkościami rzeczywistymi. Do modelu wprowadza się jedynie dane katalogowe silnika i dane z zakresu opisanego instrukcją dla falownika. Do rozwiązywania modelu nie są niezbędne specjalizowane pakiety.

4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy

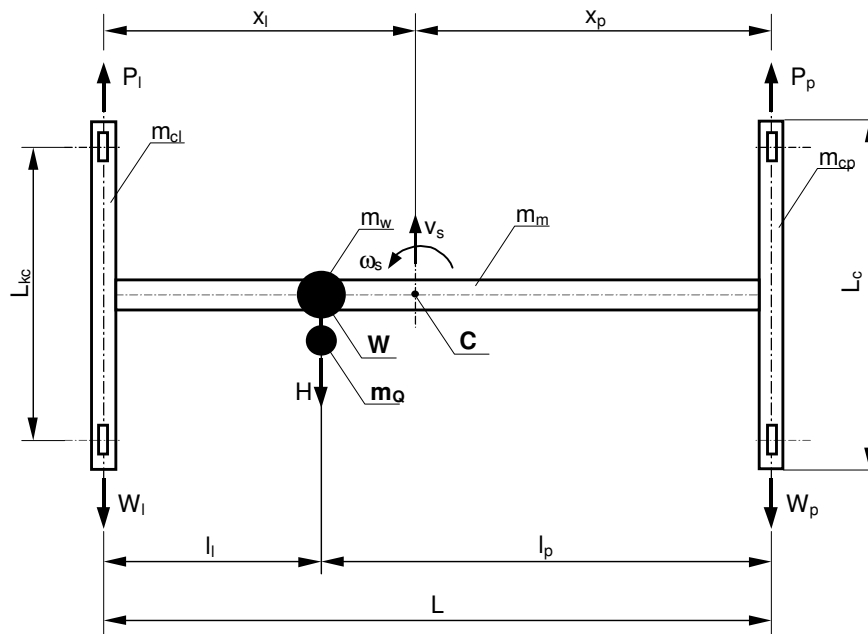
Przy budowie modelu suwnicy pomostowej przyjęto następujące założenia:

- most suwnicy potraktowano jako ciało sztywne,
- przyjęto model o parametrach skupionych,
- prędkości i przyspieszenia elementów mostu są równoległe do osi toru jezdnego suwnicy (pominięto ruch wzdłuż mostu),
- kąty ukosowania mostu potraktowano jako małe,
- opory ruchu czołownic są proporcjonalne do ich obciążenia pionowego, zależnego od położenia wózka na moście,
- nie uwzględniono strat w reduktorach,
- nie uwzględniono tarcia obrzeży,
- siły obciążające most pochodzące od wózka i działające w kierunku jego ruchu względem mostu nie mają wpływu na ruch mostu,
- zmieniające się w czasie ruchu roboczego położenie wózka na moście powoduje zmianę momentu bezwładności mostu w płaszczyźnie poziomej. Zmiana ta zostaje uwzględniona w modelu, założono jednak, że przebiega wolno i nie wymaga użycia innych równań ruchu, właściwych dla układów o zmiennej masie,
- oddziaływanie ładunku wiszącego na linach przyjęto jako siłę poziomą równoległą do osi toru jezdnego suwnicy wywołaną odchyleniem ładunku od położenia pionowego,
- ruch suwnicy potraktowano jako ruch płaski w płaszczyźnie poziomej.

4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy

Dla suwnicy pomostowej przyjęto model dynamiczny przedstawiony na rysunku 4.4. Użyte symbole reprezentują następujące parametry i zmienne modelu:

- v_s - prędkość środka masy suwnicy,
- ω_s - prędkość kątowa suwnicy względem środka masy,
- m_m - masa dźwigara suwnicy,
- m_{cp}, m_{cl} - masa odpowiednio prawej i lewej czołownicy,
- m_w - masa wózka,
- m_Q - masa ładunku,



Rys. 4.4. Model dynamiczny mostu suwnicy

- P_p, P_l - pozioma siła sprzężenia ciernego (napędowa) pomiędzy kołem napędowym i szyną prawej i lewej czołownicy,
- W_p, W_l - opory ruchu prawej i lewej czołownicy,
- H - siła pozioma wywołana odchyleniem ładunku od położenia pionowego, równoległa do osi toru mostu,

4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy

- L - rozpiętość mostu suwnicy,
- l_p, l_l - położenie wózka względem prawej i lewej czołownicy,
- x_p, x_l - położenie środka masy suwnicy względem prawej i lewej czołownicy,
- L_c - długość czołownicy,
- L_{kc} - rozstaw osi kół czołownicy.

Do opisu modelu przedstawionego na rysunku 4.4 wykorzystano zasady dynamiki Newtona w postaci ogólnej dla ruchów postępowych i obrotowych, składających się na ruch płaski układu suwnicy:

$$\text{ruchu środka masy} \quad m \cdot \frac{dv}{dt} = \sum P \quad (4.14)$$

$$\text{obróć względem środka masy} \quad I \cdot \frac{d\omega}{dt} = \sum M \quad (4.15)$$

Przy uwzględnieniu wszystkich zmiennych i parametrów przedstawionych na rysunku 4.4, równania (4.14) i (4.15) otrzymują nową postać przedstawioną poniżej:

$$m_s \cdot \frac{dv_s}{dt} = P_l + P_p - H - W_l - W_p \quad (4.16)$$

$$I_s \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = -P_l \cdot x_l + P_p \cdot x_p + H \cdot (x_l - l_l) + W_l \cdot x_l - W_p \cdot x_p \quad (4.17)$$

Dla tak sformułowanego modelu określono parametry dynamiczne, dla których przyjęto uproszczenie, że most posiada oś symetrii przebiegającą wzdłuż dźwigara. Przesłanką dla przyjęcia takiego uproszczenia były badania porównawcze modeli przedstawionych m. in. w pracach [32] [33], [53] i [13]. Przyjmując oznaczenia z rysunku 4.4, określono:

- masę całkowitą suwnicy

$$m_s = m_{cl} + m_{cp} + m_m + m_w \quad (4.18)$$

- położenie środka ciężkości suwnicy:

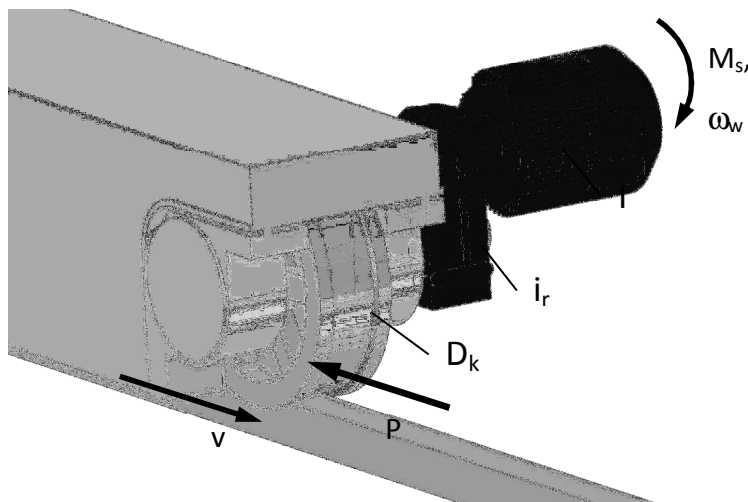
$$x_l = \frac{(m_{cp} + 0.5 \cdot m_m) \cdot L + m_w \cdot l_l}{m_s} \quad x_p = L - x_l \quad (4.19)$$

- zredukowany moment bezwładności suwnicy względem jej środka ciężkości:

$$I_s = \frac{m_m \cdot L^2}{12} + m_m \cdot \left(\frac{L}{2} - x_l \right)^2 + \frac{(m_{cl} + m_{cp}) \cdot L_c^2}{12} + m_{cl} \cdot x_l^2 + m_{cp} \cdot x_p^2 + m_w \cdot (x_l - l_l)^2 \quad (4.20)$$

Wielkościami wymuszającymi są dla tego układu siły poziome P_l i P_p , które można określić opisując ruch mechanizmów jazdy obu czołownic.

Równania ruchu i zależności kinematyczne mechanizmów jazdy czołownic wyznaczono w oparciu o model dynamiczny mechanizmu jazdy pojedynczej czołownicy przedstawiony na rysunku 4.5. Na rysunku przedstawiono oznaczenia bez indeksów l i p dla poszczególnych czołownic.



Rys. 4.5. Model dynamiczny mechanizmu jazdy czołownicy

Rozpatrzono przypadek ruchu, gdy pomiędzy kołem napędowym i szyną nie występuje poślizg, tzn. gdy spełnione są z warunki: $P_p \leq \mu \cdot G_{np \ nl}$ lub $P_l \leq \mu \cdot G_{nl}$ (gdzie: G_{np} , G_{nl} są odpowiednio sumami reakcji pionowych kół lewej i prawej czołownicy, a μ jest współczynnikiem tarcia pomiędzy kołem napędowym a szyną). Przypadek, gdy występuje poślizg nie jest rozpatrywany ze względu na zasilanie mechanizmów przez falowniki, co daje możliwość takiego kształtowania funkcji wymuszającej, aby uniknąć tego zjawiska.

Równania ruchu dla mechanizmów jazdy przyjmują następujące postaci:

$$\begin{aligned} I \cdot \frac{d\omega_l}{dt} &= M_{sl} - P_l \cdot R_z \\ I \cdot \frac{d\omega_p}{dt} &= M_{sp} - P_p \cdot R_z \end{aligned} \quad (4.21)$$

gdzie:

M_{sp}, M_{sl} - momenty napędowe silników prawej i lewej czołownicy,

ω_p, ω_l - prędkość kątowa silników prawej i lewej czołownicy,

I - zredukowany do wału silnika napędowego moment bezwładności elementów obrotowych mechanizmu,

R_z - promień zastępczy mechanizmu $R_z = \frac{D_k}{2 \cdot i_r}$

gdzie:

D_k - średnica koła jezdnego suwnicy,

i_r - przełożenie reduktora mechanizmu jazdy.

Zależności kinematyczne pomiędzy prędkościami kątowymi (ω_p, ω_l) silników napędowych a prędkościami czołownic (v_p, v_l) są następujące:

$$\begin{aligned} \omega_l &= \frac{1}{R_z} \cdot v_l & \frac{d\omega_l}{dt} &= \frac{1}{R_z} \cdot \frac{dv_l}{dt} \\ \omega_p &= \frac{1}{R_z} \cdot v_p & \frac{d\omega_p}{dt} &= \frac{1}{R_z} \cdot \frac{dv_p}{dt} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Aby wyznaczyć siły rozwijane pomiędzy kołami napędowymi a szyną, należy równania (4.22) podstawić do równań (4.21), co pozwoli określić następujące zależności:

$$\begin{aligned} P_l &= \frac{1}{R_z} \cdot M_{sl} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_l}{dt} \\ P_p &= \frac{1}{R_z} \cdot M_{sp} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_p}{dt} \end{aligned} \quad (4.23)$$

4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy

Zależności pomiędzy prędkościami czołownic v_p i v_l a prędkością środka masy suwnicy v_s i prędkością kątową suwnicy względem środka masy ω_s są następujące:

$$\begin{aligned} v_l &= v_s - x_l \cdot \omega_s & \frac{dv_l}{dt} &= \frac{dv_s}{dt} - x_l \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \\ v_p &= v_s + x_p \cdot \omega_s & \frac{dv_p}{dt} &= \frac{dv_s}{dt} + x_p \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Model opisany wstępnie równaniami (4.16) i (4.17) przyjmuje nową postać poprzez podstawienie równań (4.23) i (4.24) oraz wyeliminowanie sił P_p i P_l . Otrzymany opis składa się z dwóch następujących równań:

$$m_s \cdot \frac{dv_s}{dt} = \frac{1}{R_z} \cdot M_{sl} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_l}{dt} + \frac{1}{R_z} \cdot M_{sp} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_p}{dt} - H - W_l - W_p \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} I_s \cdot \frac{d\omega_s}{dt} &= - \left(\frac{1}{R_z} \cdot M_{sl} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_l}{dt} \right) \cdot x_l + \left(\frac{1}{R_z} \cdot M_{sp} - \frac{I}{R_z^2} \cdot \frac{dv_p}{dt} \right) \cdot x_p + \\ &+ H \cdot (x_l - l_l) + W_l \cdot x_l - W_p \cdot x_p \end{aligned} \quad (4.26)$$

Wielkościami wymuszającymi stają się momenty napędowe silników prawej i lewej czołownicy M_{sp} i M_{sl} . Zmienne stanu określające ruch mostu suwnicy to odpowiednio: v_s – prędkość środka masy mostu, ω_s – prędkość kątowa mostu względem środka masy.

W celu rozwiązania układu równań (4.25) i (4.26), wyeliminowano wielkości $\frac{dv_l}{dt}$ i $\frac{dv_p}{dt}$, a po wprowadzeniu zmiennych pomocniczych I_{zast} i R_{zr} otrzymano

układ dwóch równań liniowych z dwiema niewiadomymi $\frac{dv_s}{dt}$ i $\frac{d\omega_s}{dt}$.

Wprowadzone zmienne pomocnicze przyjmują następujące wartości:

$$R_{zr} = \frac{I \cdot (x_l - x_p)}{R_z^2 \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2} \right)} \quad (4.27)$$

$$I_{zast} = I_s + \frac{I \cdot (x_l^2 + x_p^2)}{R_z^2} - \frac{I \cdot (x_l - x_p) \cdot R_{zr}}{R_z^2} \quad (4.28)$$

Równania (4.25) i (4.26) przyjmują nową postać, przedstawioną poniżej:

$$\begin{aligned} \frac{dv_s}{dt} = & \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2} \right)} + \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sl} + \\ & + \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2} \right)} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sp} + \\ & + \left(\frac{R_{zr} \cdot (x_l - l_l)}{I_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2}} \right) \cdot H + \left(\frac{R_{zr} \cdot x_l - R_{zr}^2}{I_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2}} \right) \cdot W_l + \\ & - \left(\frac{R_{zr} \cdot x_p + R_{zr}^2}{I_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot I}{R_z^2}} \right) \cdot W_p \end{aligned} \quad (4.29)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_s}{dt} = & \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot M_{sl} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot M_{sp} + \frac{R_{zr} + x_l - l_l}{I_{zast}} \cdot H + \\ & + \frac{R_{zr} + x_l}{I_{zast}} \cdot W_l + \frac{R_{zr} - x_p}{I_{zast}} \cdot W_p \end{aligned}$$

Opory ruchu na czołownikach określono zależnościami:

$$W_l = w \cdot G_l \quad W_p = w \cdot G_p \quad (4.30)$$

gdzie:

w - współczynnik oporów ruchu,

G_l, G_p - suma reakcji pionowych kół odpowiednio lewej i prawej czołownicy dane zależnościami poniżej.

$$\begin{aligned} G_l &= \left(m_{cl} + \frac{1}{2} \cdot m_m + \frac{L-l_l}{L} \cdot (m_w + m_Q) \right) \cdot g \\ G_p &= \left(m_{cp} + \frac{1}{2} \cdot m_m + \frac{L-l_p}{L} \cdot (m_w + m_Q) \right) \cdot g \end{aligned} \quad (4.31)$$

Dla prawidłowego prowadzenia suwnicy po torze niezbędna jest znajomość przemieszczeń liniowych i kątowych suwnicy. W oparciu o zmienne stanu określono te wielkości poniższymi równaniami:

$$\frac{dx_s}{dt} = v_s \quad (4.32)$$

$$\frac{d\varphi_s}{dt} = \omega_s \quad (4.33)$$

Ostatecznie otrzymujemy układ równań opisujących ruch suwnicy:

$$\begin{aligned} \frac{dv_s}{dt} &= \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2} \right)} + \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sl} + \\ &+ \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2} \right)} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sp} + \\ &+ \left(\frac{R_{zr} \cdot (x_l - l_l)}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot H + \left(\frac{R_{zr} \cdot x_l - R_{zr}^2}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot W_l + \\ &- \left(\frac{R_{zr} \cdot x_p + R_{zr}^2}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot W_p \end{aligned} \quad (4.34)$$

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot M_{sl} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot I_{zast}} \cdot M_{sp} + \frac{R_{zr} + x_l - l}{I_{zast}} \cdot H +$$

$$+ \frac{R_{zr} + x_l}{I_{zast}} \cdot W_l + \frac{R_{zr} - x_p}{I_{zast}} \cdot W_p$$

$$\frac{dx_s}{dt} = v_s$$

$$\frac{d\phi_s}{dt} = \omega_s$$

Wymuszeniem dla tego układu są momenty napędowe obu indywidualnych napędów poszczególnych czołownic na wałach ich silników.

Momenty te są efektem pracy zestawu napędowego falownik-stojan silnika, którego model przedstawiono w rozdziale 4.2. Ponieważ w suwnicach z napędem indywidualnym zestawy napędowe są identyczne, zatem w modelu wykorzystano takie same parametry silników i falowników. Opis matematyczny poszczególnych napędów przedstawiono w równaniach (4.35) i (4.36). Odpowiednio dla lewego:

$$\frac{dI_{Fl}'}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot (U_{sl} - k_\omega \cdot \omega_l) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fl}' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fl}$$

$$\frac{dI_{Fl}}{dt} = I_{Fl}'$$

$$\frac{dI_{Fpoml}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot (U_{sl} - k_\omega \cdot \omega_l)$$

$$\frac{dM_{sl}}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_{Fl} + I_{Fpoml}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sl}$$
(4.35)

i prawego napędu:

4.3. Model mostu suwnicy pomostowej z mechanizmem jazdy

$$\begin{aligned}
 \frac{dl_{Fp}}{dt} &= \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot (U_{sp} - k_{\omega} \cdot \omega_p) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot l_{Fp}' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot l_{Fp} \\
 \frac{dl_{Fp}}{dt} &= l_{Fp}' \\
 \frac{dl_{Fpomp}}{dt} &= \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot (U_{sp} - k_{\omega} \cdot \omega_p) \\
 \frac{dM_{sp}}{dt} &= \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (l_{Fp} + l_{Fpomp}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sp}
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

Ostatecznie po uporządkowaniu otrzymujemy układ równań różniczkowych, będących opisem pracy mechanizmu jazdy suwnicy i ruchu jej mostu w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\begin{aligned}
 \frac{dv_s}{dt} &= \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2} \right)} + \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sl} + \left(\frac{1}{R_z \cdot \left(m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2} \right)} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot R_{zr} \right) \cdot M_{sp} + \\
 &+ \left(\frac{R_{zr} \cdot (x_l - l)}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot H + \left(\frac{R_{zr} \cdot x_l - R_{zr}^2}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot W_l + \\
 &- \left(\frac{R_{zr} \cdot x_p + R_{zr}^2}{l_{zast}} - \frac{1}{m_s + \frac{2 \cdot l}{R_{zr}^2}} \right) \cdot W_p \\
 \frac{d\omega_s}{dt} &= \frac{R_{zr} - x_l}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot M_{sl} + \frac{R_{zr} + x_p}{R_z \cdot l_{zast}} \cdot M_{sp} + \frac{R_{zr} + x_l - l}{l_{zast}} \cdot H + \frac{R_{zr} + x_l}{l_{zast}} \cdot W_l + \frac{R_{zr} - x_p}{l_{zast}} \cdot W_p \\
 \frac{dx_s}{dt} &= v_s \\
 \frac{d\phi_s}{dt} &= \omega_s
 \end{aligned}$$

$$\frac{dI_{Fl}}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot \left(U_{sl} - k_{\omega} \cdot \frac{1}{R_z} \cdot v_l \right) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fl}' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fl} \quad (4.37)$$

$$\frac{dI_{Fl}}{dt} = I_{Fl}'$$

$$\frac{dI_{Fpoml}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot \left(U_{sl} - k_{\omega} \cdot \frac{1}{R_z} \cdot v_l \right)$$

$$\frac{dM_{sl}}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_{Fl} + I_{Fpoml}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sl}$$

$$\frac{dI_{Fp}}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot \left(U_{sp} - k_{\omega} \cdot \frac{1}{R_z} \cdot v_p \right) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fp}' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_{Fp}$$

$$\frac{dI_{Fp}}{dt} = I_{Fp}'$$

$$\frac{dI_{Fpomp}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot \left(U_{sp} - k_{\omega} \cdot \frac{1}{R_z} \cdot v_p \right)$$

$$\frac{dM_{sp}}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_{Fp} + I_{Fpomp}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sp}$$

Tak opisany układ posiada następujące zmienne stanu:

- v_s - prędkość środka masy mostu,
- ω_s - prędkość kątowna mostu względem środka masy,
- x_s - przemieszczenie środka masy mostu,
- φ_s - przemieszczenie kątowe mostu względem środka masy
- I_{Fl} - natężenie prądu zasilającego stojan silnika lewej czołownicy,
- I_{Fl}' - zmienna pomocnicza napędu lewej czołownicy,
- I_{Fpoml} - pomocnicze natężenie prądu zasilającego stojan silnika lewej czołownicy,
- M_{sl} - moment na stojanie silnika lewej czołownicy,
- I_{Fp} - natężenie prądu zasilającego stojan silnika prawej czołownicy,
- I_{Fp}' - zmienna pomocnicza napędu prawej czołownicy,
- I_{Fpomp} - pomocnicze natężenie prądu zasilającego stojan silnika prawej czołownicy,
- M_{sp} - moment na stojanie silnika prawej czołownicy.

Dla opisanego powyżej układu wielkościami wymuszającymi są sygnały napięciowe U_{sl} i U_{sp} , proporcjonalne do zadanych prędkości obu czołownic.

4.4. Wpływ zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy na obciążenie układu napędowego

Zredukowany moment bezwładności mostu suwnicy względem osi pionowej przechodzącej przez środek masy I_s został wyznaczony w oparciu o momenty bezwładności poszczególnych elementów, położenia ich środków masy oraz położenie wózka na moście:

$$I_s = m_{cl}(y_c^2 + (y_{ml} - y_c)^2) + \frac{m_d \cdot L_d}{12} + m_d \left[\left(\frac{L}{2} - x_c \right)^2 + (y_{md} - y_c)^2 \right] + \\ + \frac{m_{cl} \cdot L_c}{12} + \frac{m_{cp} \cdot L_c}{12} + m_w [(k_w \cdot L - x_c)^2 + (y_{mw} - y_c)^2] + \\ + m_{cp} [(L - x_c)^2 + (y_{mp} - y_c)^2] \quad \text{kgm}^2 \quad (4.38)$$

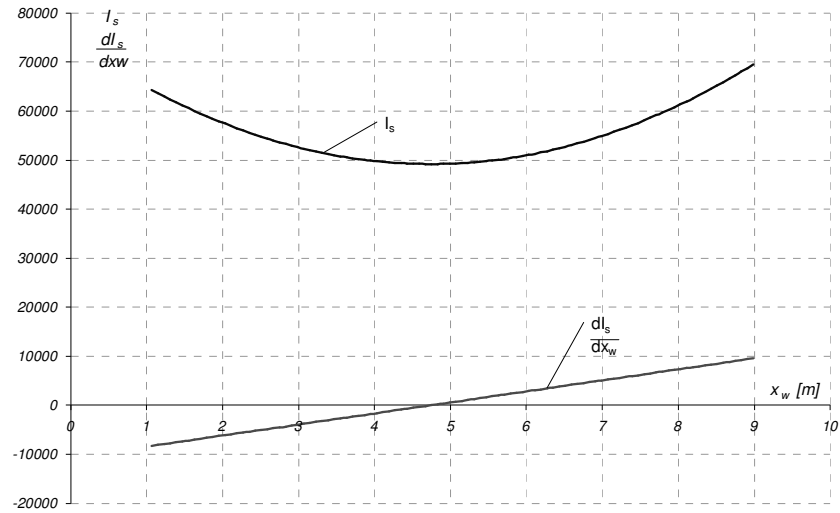
W powyższym opisie widoczna jest zależność momentu I_s od położenia wózka na moście k_w . W przypadku kojarzenia ruchów torowych wózka i mostu mamy zatem do czynienia z układem o zmiennym momencie bezwładności. W oparciu o zależność (4.38) określono przebieg zmian momentu I_s i pochodnej dI_s/dx_w w funkcji przemieszczenia wózka x_w . Przebiegi zmian przedstawiono na rysunku 4.6.

W celu zbadania wpływu zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy na jej układ napędowy stworzono uproszczony model ruchu suwnicy. Schemat modelu dla układu bez uwzględniania zmiany momentu bezwładności przedstawiono na rysunku 4.7.

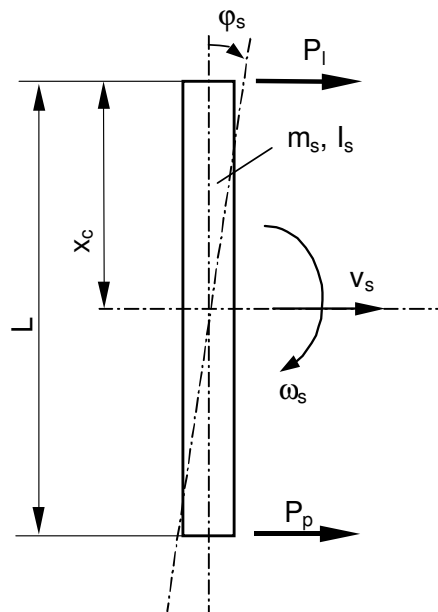
Przyjęto oznaczenia:

- L - rozpiętość mostu suwnicy,
- x_c - położenie środka masy suwnicy,
- P_l, P_p - odpowiednio siły napędowe po lewej i prawej stronie,
- v_s - prędkość środka masy suwnicy,
- ω_s - prędkość kątowa suwnicy względem środka masy,
- m_s - masa suwnicy,
- I_s - zredukowany moment bezwładności suwnicy.

4.4. Wpływ zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy na obciążenie układu napędowego



Rys. 4.6. Zmiana I_s , dI_s/dx_w w funkcji przemieszczenia wózka x_w



Rys. 4.7. Model uproszczony suwnicy bez uwzględnienia zmiany I_s

4.4. Wpływ zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy na obciążenie układu napędowego

Równania dynamiczne ruchu płaskiego dla układu, w którym nie uwzględnia się zmiany momentu bezwładności przyjmują postać:

$$m_s \frac{dv_s}{dt} = P_l + P_p \quad (4.39)$$

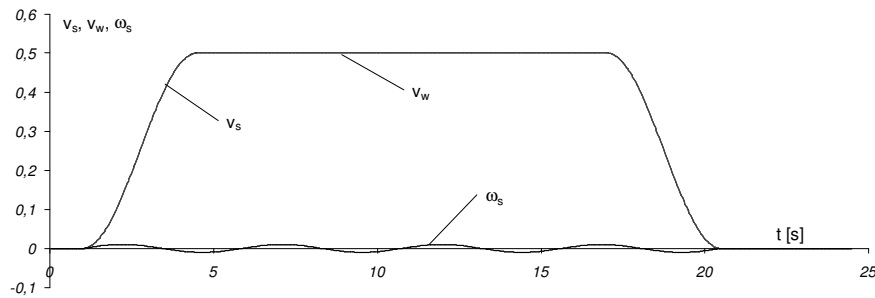
$$I_s \frac{d\omega_s}{dt} = P_l \cdot x_c - P_p \cdot (L - x_c) \quad (4.40)$$

Zakładając, że znane są prędkości v_s i ω_s z równań (4.39) i (4.40) można określić wymagane siły napędowe P_l i P_p :

$$P_p = \frac{m_s}{L} \cdot x_c \cdot \frac{dv_s}{dt} - \frac{I_s}{L} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \quad (4.41)$$

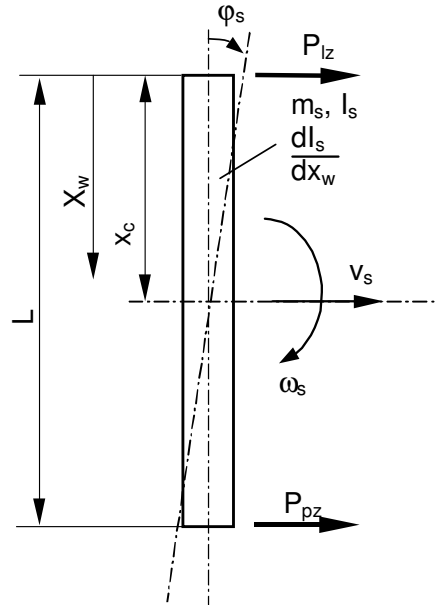
$$P_l = m_s \cdot \frac{L - x_c}{L} \cdot \frac{dv_s}{dt} - \frac{I_s}{L} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \quad (4.42)$$

Dla badanego układu określono zmiany prędkości zgodnie z przebiegami przedstawionymi na rysunku 4.8. Wartości maksymalne prędkości oraz czasy ruchu dobrano w oparciu o cykle pracy rzeczywistej suwnicy pomostowej.



Rys. 4.8. Przebiegi zmian prędkości suwnicy i wózka

Schemat modelu dla układu uwzględniającego zmiany momentu bezwładności przedstawiono na rysunku 4.9.



Rys. 4.9. Model uproszczony suwnicy z uwzględnieniem zmiany I_s

W stosunku do modelu z rysunku 4.7 pojawiły się dwie nowe wielkości:

x_w - położenie wózka,

$\frac{dI_s}{dx_w}$ - pochodna momentu bezwładności względem położenia wózka.

Równania dynamiczne ruchu płaskiego dla tego układu przyjmują postać:

$$m_s \frac{dv_s}{dt} = P_{lz} + P_{pz} \quad (4.43)$$

$$\frac{d}{dt}(I_s \cdot \omega_s) = P_{lz} \cdot x_c - P_{pz} \cdot (L - x_c) \quad (4.44)$$

gdzie:

$$\frac{d}{dt}(I_s \cdot \omega_s) = \frac{dI_s}{dt} \cdot \omega_s + I_s \cdot \frac{d\omega_s}{dt}$$

Zakładając znaną zmianę prędkości v_s i ω_s oraz przyjmując:

$$\frac{dl_s}{dt} = \frac{dl_s}{dx_w} \cdot \frac{dx_w}{dt} = \frac{dl_s}{dx_w} \cdot v_w \quad (4.45)$$

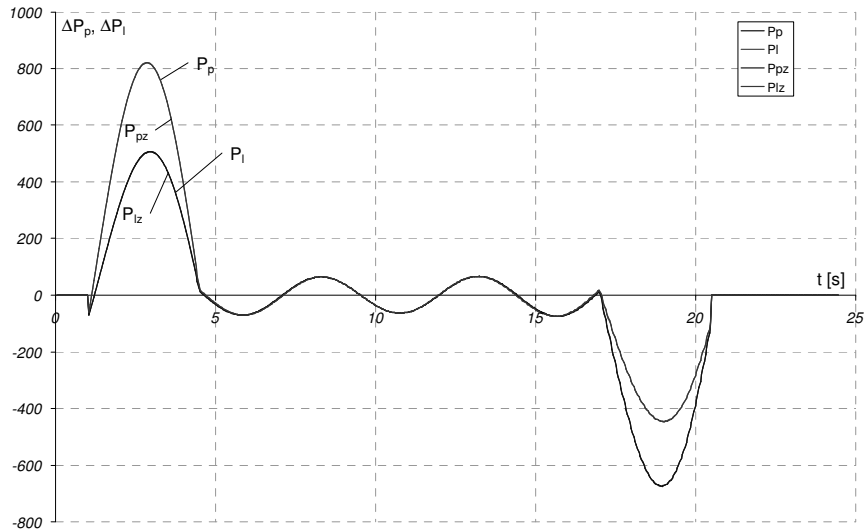
z równań (4.43) i (4.44) można określić wymagane siły napędowe P_l i P_p :

$$P_{pz} = \frac{m_s}{L} \cdot x_c \cdot \frac{dv_s}{dt} - \frac{v_w \cdot \omega_s}{L} \cdot \frac{dl_s}{dx_w} - \frac{l_s}{L} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \quad (4.46)$$

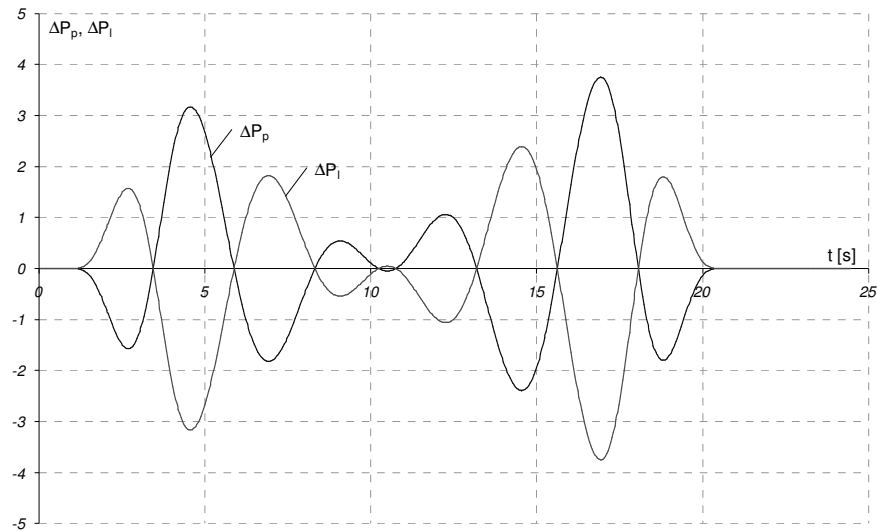
$$P_l = m_s \cdot \frac{L - x_c}{L} \cdot \frac{dv_s}{dt} + \frac{v_w \cdot \omega_s}{L} \cdot \frac{dl_s}{dx_w} - \frac{l_s}{L} \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \quad (4.47)$$

W celu porównania obu układów, jako wymuszenie, wprowadzono takie same prędkości jak w układzie bez uwzględniania zmiany momentu bezwładności.

Przebiegi zmian sił napędowych układu bez uwzględniania (P_l , P_p) oraz z uwzględnieniem (P_{lz} , P_{pz}) zmian momentu l_s przedstawiono na rysunku 4.10.



Rys. 4.10. Siły napędowe w obu badanych układach



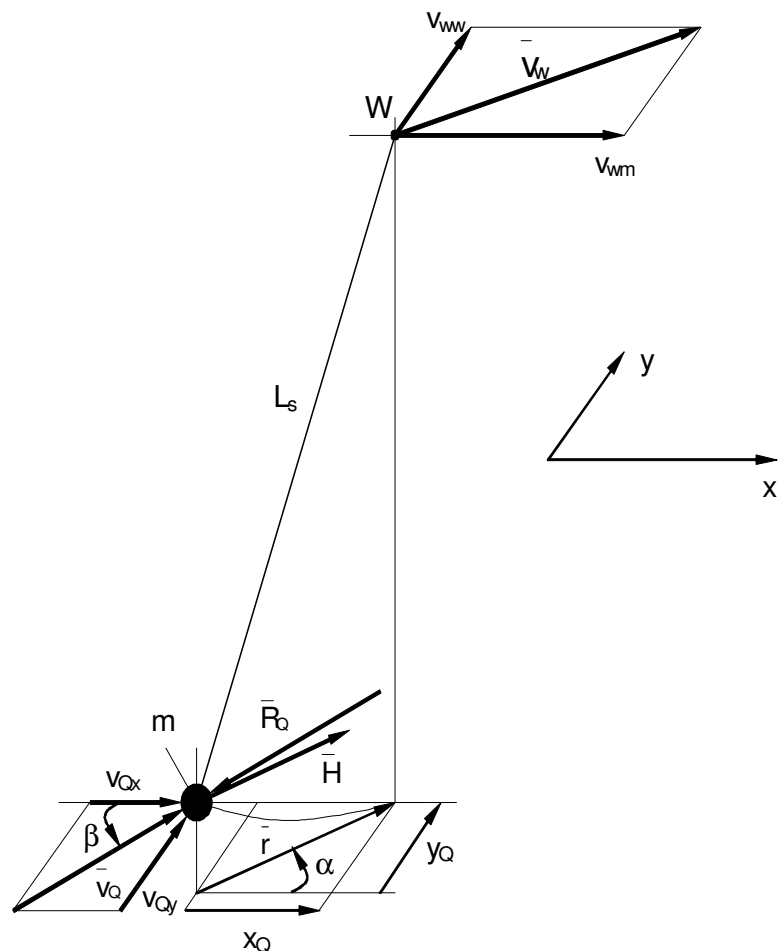
Rys. 4.11. Różnice pomiędzy siłami napędowymi obu badanych układów

Na rysunku 4.11 przedstawiono różnice pomiędzy siłami napędowymi obu układów. Na podstawie obu powyższych rysunków można sformułować wniosek, że w przypadku modelowania skojarzonych ruchów suwnicy można pominąć wpływ zmiany zredukowanego momentu bezwładności suwnicy i opisywać jej ruch jako ruch układu o stałej masie.

4.5. Model dynamiczny wahającego się ładunku

W rozdziałach 4.1 i 4.3 przyjęto, że zarówno most, jak i wózek obciążają tylko składowe sił w linach ładunku działające w kierunkach ich ruchu odpowiednio H_x i H_y .

Zawieszony na linach ładunek potraktowano jako wahadło matematyczne wykonujące ruch sferyczny (rys. 4.12).



Rys. 4.12. Model dynamiczny wahającego się ładunku potraktowanego jako wahadło sferyczne

Przyjęto następujące założenia do modelu:

- wahania zawieszonego na linach ładunku są małe,
- ładunek potraktowano jako punkt materialny,
- liny wciągarki są nieważkie i mają stałą długość (tzn. nie występuje podnoszenie w czasie pracy mechanizmów jazdy),
- siła oporu powietrza działająca na ładunek jest proporcjonalna do jego prędkości.

W oparciu o model przedstawiony na rysunku 4.12 ruch ładunku w płaszczyźnie poziomej można opisać stosując poniższe zależności.

$$m_Q \cdot \frac{d\bar{v}_Q}{dt} = \bar{H} + \bar{R}_Q \quad (4.48)$$

gdzie:

$|\bar{v}_Q| = \sqrt{v_{Qx}^2 + v_{Qy}^2}$ - wektor wypadkowy prędkości poziomej ładunku,

$\bar{H} = \bar{H}_x + \bar{H}_y$ - wektor wypadkowy składowej siły poziomej ładunku,

$H_x = c_{Qx} \cdot x_Q$ - pozioma składowa siły w linach w kierunku ruchu mostu,

$H_y = c_{Qy} \cdot y_Q$ - pozioma składowa siły w linach w kierunku ruchu wózka,

$\bar{R}_Q = \bar{R}_{Qx} + \bar{R}_{Qy}$ - wektor wypadkowy siły oporu powietrza działającej na ładunek,

$R_{Qx} = -f_{Qx} \cdot v_{Qx}$ - składowa siły oporu powietrza w kierunku ruchu mostu,

$R_{Qy} = -f_{Qy} \cdot v_{Qy}$ - składowa siły oporu powietrza w kierunku ruchu wózka,

$\bar{r} = \bar{x}_Q + \bar{y}_Q$ - wypadkowe wychylenie poziome punktu zaczepienia lin na wózku względem ładunku.

Rzutuując równanie (4.48) na kierunek ruchu mostu x i wózka względem mostu y , otrzymuje się następujące zależności:

$$\begin{aligned} m_Q \cdot \frac{dv_{Qx}}{dt} &= H_x + R_{Qx} \\ m_Q \cdot \frac{dv_{Qy}}{dt} &= H_y + R_{Qy} \end{aligned} \quad (4.49)$$

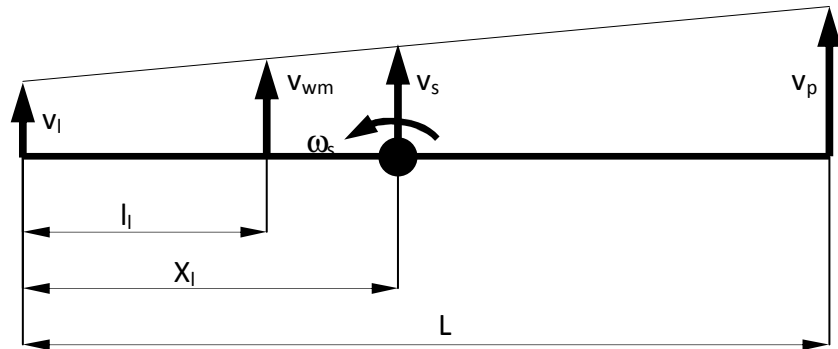
Wykorzystując powyższe równania oraz zależności kinematyczne, można przedstawić opis matematyczny modelu ładunku w następującej postaci:

$$\begin{aligned}
 \frac{dv_{Qx}}{dt} &= -\frac{f_{Qx}}{m_Q} \cdot v_{Qx} + \frac{c_{Qx}}{m_Q} \cdot x_Q \\
 \frac{dv_{Qy}}{dt} &= -\frac{f_{Qy}}{m_Q} \cdot v_{Qy} + \frac{c_{Qy}}{m_Q} \cdot y_Q \\
 \frac{dx_Q}{dt} &= -v_{Qx} + v_{wm} \\
 \frac{dy_Q}{dt} &= -v_{Qy} + v_{ww}
 \end{aligned}
 \tag{4.50}$$

Model ładunku zawieszonego na linach opisany równaniami (4.50) jest modelem przedstawionym w przestrzeni zmiennych stanu, w którym można wyodrębnić następujące cztery zmienne stanu:

- v_{Qx} - składowa prędkości ładunku w kierunku ruchu mostu,
- v_{Qy} - składowa prędkości ładunku w kierunku ruchu wózka,
- x_Q - przemieszczenie punktu zaczepienia lin na wózku względem ładunku w kierunku ruchu mostu,
- y_Q - przemieszczenie punktu zaczepienia lin na wózku względem ładunku w kierunku ruchu wózka.

Zmienne sterujące stanowią prędkości punktu zaczepienia lin wciągarki w kierunku ruchu wózka v_{ww} oraz w kierunku ruchu mostu v_{wm} .



Rys. 4.13. Schemat obliczania prędkości v_{wm}

Zmienna sterująca v_{ww} równa jest prędkości wózka v_w uzyskanej z modelu ruchu wózka. Natomiast zmienną v_{wm} można wyznaczyć wykorzystując prędkość środka masy suwnicy v_s i prędkość kątową ω_s względem środka masy oraz położenie wózka na moście zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 4.13.

Prędkość v_{wm} obliczono zgodnie z poniższą zależnością:

$$v_{wm} = v_s - (x_l - l_l) \cdot \omega_s \quad (4.51)$$

Podstawiając (4.51) do (4.50) uzyskujemy następujący opis ruchu ładunku w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\begin{aligned} \frac{dv_{qx}}{dt} &= -\frac{f_q}{m_q} \cdot v_{qx} + \frac{c_q}{m_q} \cdot x_q \\ \frac{dv_{qy}}{dt} &= -\frac{f_q}{m_q} \cdot v_{qy} + \frac{c_q}{m_q} \cdot y_q \\ \frac{dx_q}{dt} &= -v_{qx} + v_s - (x_l - l_l) \cdot \omega_s \\ \frac{dy_q}{dt} &= -v_{qy} + v_w \end{aligned} \quad (4.52)$$

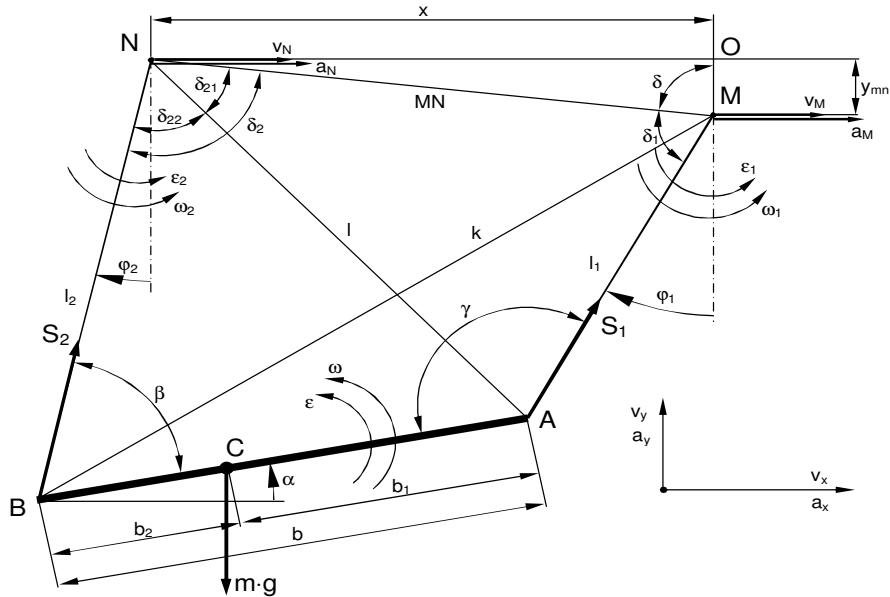
4.6. Model ładunku długiego

Do modelu ruchu długiego ładunku przyjęto następujące założenia:

- ładunek potraktowano jako sztywny pręt, poruszający się ruchem płaskim w płaszczyźnie pionowej zawierającej jego oś oraz punktów zaczepienia lin,
- liny są nieważkie i mają stałą (dowolną) długość,
- nie uwzględniono działania wiatru na ładunek,
- wielkościami sterującymi są prędkości punktów zawieszenia lin na obu suwnicach,
- prędkości tych punktów nie są sobie równe.

Model dynamiczny ruchu ładunku długiego przedstawiono na rysunku 4.14.

4.6. Model ładunku długiego



Rys. 4.14. Model dynamiczny ruchu ładunku długiego

W modelu przyjęto następujące oznaczenia:

v_N	[m/s]	- prędkość punktu N – zaczepienia lin,
v_M	[m/s]	- prędkość punktu M – zaczepienia lin,
a_N	[m/s ²]	- przyspieszenie punktu N – zaczepienia lin,
a_M	[m/s ²]	- przyspieszenie punktu M – zaczepienia lin,
x	[m]	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin (wciągarkami) w poziomie,
y_{MN}	[m]	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin w pionie,
l_1, l_2	[m]	- długości lin,
φ_1, φ_2	[rad]	- kąty wychylenia lin,
ω_1, ω_2	[1/s]	- prędkości kątowe lin,
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	[1/s ²]	- przyspieszenia kątowe lin,
α	[rad]	- kąt obrotu ładunku,
ω	[1/s]	- prędkość kątowa ładunku,

4.6. Model ładunku długiego

ε	$[1/s^2]$	- przyspieszenie kątowe ładunku,
b	$[m]$	- odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin do ładunku,
b_1	$[m]$	- odległość prawego punktu zaczepienia lin do ładunku od środka masy C,
b_2	$[m]$	- odległość lewego punktu zaczepienia lin do ładunku od środka masy C,
S_1	$[N]$	- siła w linie prawej,
S_2	$[N]$	- siła w linie lewej.

W oparciu o powyższy model możliwe jest określenie prędkości, położenia i przyspieszeń wszystkich elementów układu.

Uzależniono prędkości kątowe ω i ω_2 od prędkości kątowej ω_1 . Prędkości te można przedstawić jako sumę wektorową prędkości punktów zawieszenia M i N oraz względnych prędkości punktów A i B względem odpowiednio M i N bądź też prędkości środka masy ładunku i prędkości kątowej względem tego środka.

Prędkość punktu A określono według poniższych zależności:

$$\bar{v}_A = \bar{v}_C + \bar{v}_{AC} \quad v_{Ax} = v_{Cx} - b_1 \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (4.53)$$

$$v_{Ay} = v_{Cy} + b_1 \cdot \omega \cdot \cos \alpha \quad (4.54)$$

$$\bar{v}_A = \bar{v}_M + \bar{v}_{AM} \quad v_{Ax} = v_{Mx} + l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 \quad (4.55)$$

$$v_{Ay} = -l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1 \quad (4.56)$$

Po porównaniu prawych stron (4.53) i (4.55) oraz (4.54) i (4.56) uzyskujemy poniższe zależności:

$$v_{Cx} - b_1 \cdot \omega \cdot \sin \alpha = v_{Mx} + l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 \quad (4.57)$$

$$v_{Cy} + b_1 \cdot \omega \cdot \cos \alpha = -l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1 \quad (4.58)$$

Prędkość punktu B:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_C + \bar{v}_{BC} \quad v_{Bx} = v_{Cx} + b_2 \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (4.59)$$

$$v_{By} = v_{Cy} - b_2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha \quad (4.60)$$

$$\bar{v}_B = \bar{v}_N + \bar{v}_{BN} \quad v_{Bx} = v_N + l_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (4.61)$$

$$v_{By} = -l_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (4.62)$$

Porównujemy prawe strony (4.59) i (4.61) oraz (4.60) i (4.62):

$$v_{Cx} + b_2 \cdot \omega \cdot \sin \alpha = v_N + l_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (4.63)$$

$$v_{Cy} - b_2 \cdot \omega \cdot \cos \alpha = -l_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (4.64)$$

Uporządkowanie i rozwiązanie równań (4.63) i (4.64) wraz z wykorzystaniem równań (4.57) i (4.58) pozwala na wyznaczenie prędkości ω :

$$\omega = \frac{(v_M - v_N) \cdot \sin \varphi_2 - l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2)}{b \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha)} \quad (4.65)$$

Korzystając z twierdzenia o równości rzutów prędkości dwóch punktów (A i B) ciała sztywnego na prostą łączącą te punkty, otrzymujemy:

$$v_{Ax} \cdot \cos \alpha + v_{Ay} \cdot \sin \alpha = v_{Bx} \cdot \cos \alpha + v_{By} \cdot \sin \alpha \quad (4.66)$$

Wykorzystując zależności (4.55), (4.56), (4.61) i (4.62), otrzymujemy zależność na prędkość ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{(v_M - v_N) \cdot \cos \alpha + l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha)}{l_2 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha)} \quad (4.67)$$

W równaniach (4.65) i (4.67) pojawiają się kąty φ_1 , φ_2 i α , które są niezbędne do wyznaczenia obu prędkości. W celu uzależnienia φ_2 i α od φ_1 należy wykorzystać zależności geometryczne z modelu przedstawionego na rysunku 4.14.

Wykorzystując zależności dla trójkąta MNO, wyznaczamy kąt δ_1 :

$$MN = \sqrt{x^2 + y_{mn}^2} \quad (4.68)$$

$$\delta = \arctg \frac{y_{mn}}{x} \quad (4.69)$$

$$\delta + \delta_1 + \varphi_1 = \pi \quad \rightarrow \quad \delta_1 = \pi - (\varphi_1 + \delta) \quad (4.70)$$

Z trójkąta MAN wyznaczamy kąt δ_{21} :

$$l^2 = l_1^2 + MN^2 - 2 \cdot l_1 \cdot MN \cdot \cos \delta_1 \quad (4.71)$$

$$\cos \delta_{21} = \frac{l + MN^2 - l_1^2}{2 \cdot l \cdot MN} \rightarrow \delta_{21} \quad (4.72)$$

Zależności w trójkącie NAB pozwalają na określenie kątów δ_{22} i β :

$$b^2 = l^2 + l_2^2 - 2 \cdot l \cdot l_2 \cdot \cos \delta_{22} \quad (4.73)$$

$$\cos \delta_{22} = \frac{l^2 + l_2^2 - b^2}{2 \cdot l \cdot l_2} \rightarrow \delta_{22} \quad (4.74)$$

$$l^2 = b^2 + l_2^2 - 2 \cdot b \cdot l_2 \cdot \cos \beta \quad (4.75)$$

$$\cos \beta = \frac{b^2 + l_2^2 - l^2}{2 \cdot b \cdot l_2} \rightarrow \beta \quad (4.76)$$

Zależności kątów o wierzchołku w węźle N pozwalają wyznaczyć kąt δ_2 :

$$\delta_2 = \delta_{21} + \delta_{22} \quad (4.77)$$

$$\frac{\pi}{2} - \delta + \delta_2 - \varphi_2 = \frac{\pi}{2} \quad (4.78)$$

$$\varphi_2 = \delta_2 - \delta \quad (4.79)$$

Dla węzła B suma kątów wynosi:

$$\beta + \varphi_2 + \alpha = \frac{\pi}{2} \quad (4.80)$$

skąd podstawiając (4.79) do (4.80) wyznaczamy kąt α :

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta + \delta - \delta_2 \quad (4.81)$$

Poniższe rozumowanie umożliwiło wyznaczenie przyspieszenia kątownego ε_1 .

Równania ruchu:

$$m \cdot \bar{a}_c = \bar{S}_1 + \bar{S}_2 + m \cdot \bar{g} \quad m \cdot a_{cx} = S_1 \cdot \sin \varphi_1 + S_2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (4.82)$$

$$m \cdot a_{cy} = S_1 \cdot \cos \varphi_1 + S_2 \cdot \cos \varphi_2 - m \cdot g \quad (4.83)$$

$$l_c \cdot \varepsilon = S_1 \cdot b_1 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) - S_2 \cdot b_2 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \quad (4.84)$$

Zależności kinematyczne dla punktu A:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_C + \bar{a}_{AC}^t + \bar{a}_{AC}^n$$

$$a_{Ax} = a_{Cx} - b_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha - b_1 \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (4.85)$$

$$a_{Ay} = a_{Cy} + b_1 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha - b_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad (4.86)$$

$$\bar{a}_A = \bar{a}_M + \bar{a}_{AM}^t + \bar{a}_{AM}^n$$

$$a_{Ax} = a_{Mx} + l_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi_1 \quad (4.87)$$

$$a_{Ay} = -l_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1 \quad (4.88)$$

Porównujemy prawe strony (4.85) i (4.87) oraz (4.86) i (4.88):

$$a_{Cx} - b_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha - b_1 \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = a_{Mx} + l_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi_1 \quad (4.89)$$

$$a_{Cy} + b_1 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha - b_1 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha = -l_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1 \quad (4.90)$$

Zależności kinematyczne dla punktu B:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^t + \bar{a}_{BC}^n$$

$$a_{Bx} = a_{Cx} + b_2 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha + b_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (4.91)$$

$$a_{By} = a_{Cy} - b_2 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha + b_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad (4.92)$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_N + \bar{a}_{BN}^t + \bar{a}_{BN}^n$$

$$a_{Bx} = a_{Nx} + l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (4.93)$$

$$a_{By} = -l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (4.94)$$

Porównujemy prawe strony (4.91) i (4.93) oraz (4.92) i (4.94):

$$a_{Cx} + b_2 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha + b_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = a_{Nx} + l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \varphi_2 + l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \quad (4.95)$$

$$a_{Cy} - b_2 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha + b_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha = -l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \varphi_2 + l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \varphi_2 \quad (4.96)$$

Z zależności opisanych powyżej wyznaczamy siły w linach S_1 i S_2 :

$$S_1 = \frac{m \cdot (a_{Cx} \cdot \cos \varphi_2 - a_{Cy} \cdot \sin \varphi_2) - m \cdot g \cdot \sin \varphi_2}{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (4.97)$$

$$S_2 = - \frac{m \cdot (a_{cx} \cdot \cos \varphi_1 - a_{cy} \cdot \sin \varphi_1) - m \cdot g \cdot \sin \varphi_1}{\sin (\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (4.98)$$

po podstawieniu do równania podstawiamy do (4.84):

$$I_c \cdot \varepsilon = \frac{m \cdot (a_{cx} \cdot \cos \varphi_2 - a_{cy} \cdot \sin \varphi_2) - m \cdot g \cdot \sin \varphi_2}{\sin (\varphi_1 - \varphi_2)} \cdot b_1 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) + \frac{m \cdot (a_{cx} \cdot \cos \varphi_1 - a_{cy} \cdot \sin \varphi_1) - m \cdot g \cdot \sin \varphi_1}{\sin (\varphi_1 - \varphi_2)} \cdot b_2 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \quad (4.99)$$

Po odpowiednich przekształceniach i wprowadzeniu nowych, opisanych poniżej współczynników:

$$\begin{aligned} E &= -I_1 \cdot \left[\begin{aligned} &\frac{I_c}{m} \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) + b_1 \cdot b_1 \cdot \cos (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1^2 \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) + b_1 \cdot b_2 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \sin (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \end{aligned} \right] \\ AM &= b \cdot [b_1 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos \varphi_2 + b_2 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha)] \\ AMN &= - \left[\begin{aligned} &\frac{I_c}{m} \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \sin \varphi_2 - b_1^2 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \cdot \sin \varphi_2 \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \sin (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \sin \varphi_2 \end{aligned} \right] \\ \Omega 1 &= -I_1 \cdot \left[\begin{aligned} &\frac{I_c}{m} \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \cos (\varphi_1 - \varphi_2) - b_1 \cdot b_1 \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1^2 \cdot \cos (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \cos (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \sin (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \end{aligned} \right] \quad (4.100) \\ \Omega 2 &= I_2 \cdot \left[\begin{aligned} &\frac{I_c}{m} \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) - b_1^2 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \sin (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \end{aligned} \right] \\ \Omega &= -b \cdot \left[\begin{aligned} &\frac{I_c}{m} \cdot \sin (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1^2 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1^2 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \sin (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &- b_1 \cdot b_2 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \end{aligned} \right] \\ G &= -g \cdot b \cdot \left[\begin{aligned} &b_1 \cdot \cos (\varphi_1 + \alpha) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \\ &+ b_2 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \cdot \cos (\varphi_2 + \alpha) \end{aligned} \right] \end{aligned}$$

Uzyskujemy zależność na przyspieszenie kątowe ε_1 :

$$\varepsilon_1 = \frac{AM \cdot a_M + AMN \cdot (a_M - a_N) + \Omega 1 \cdot \omega_1^2 + \Omega 2 \cdot \omega_2^2 + \Omega \cdot \omega^2 + G}{E} \quad (4.101)$$

Wiedząc, że przyspieszenie kątowe $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$ i podstawiając tę zależność do wzoru (4.101), uzyskujemy zapis w przestrzeni zmiennych stanu, pozwalający przy wykorzystaniu numerycznych metod całkowania na wyznaczenie prędkości kątowej ω_1 , która pojawia się w wyznaczonych wcześniej równaniach. Zapis równania (4.101) przyjmuje postać:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{AM}{E} \cdot a_M + \frac{AMN}{E} \cdot (a_M - a_N) + \frac{\Omega 1}{E} \cdot \omega_1^2 + \frac{\Omega 2}{E} \cdot \omega_2^2 + \frac{\Omega}{E} \cdot \omega^2 + \frac{G}{E} \quad (4.102)$$

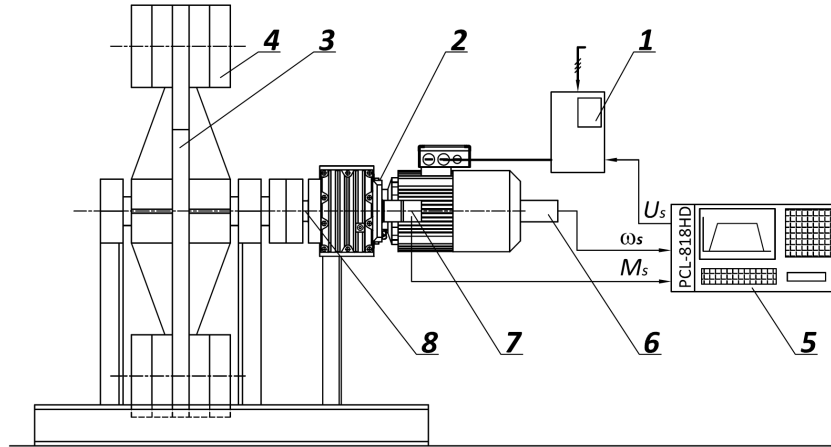
5. Weryfikacja modeli

5.1. Weryfikacja modelu układu falownik-stojan silnika

Do weryfikacji modelu układu falownik-stojan silnika asynchronicznego wykorzystano stanowisko badawcze przedstawione na fotografii 5.1 i rysunku 5.1. Stanowisko składa się z motoreduktora (2) zawieszonego na wale koła (3) o nastawnym momencie bezwładności, zasilanego przez falownik (1). Sterowanie falownikiem odbywało się przy pomocy komputera przemysłowego (5) wyposażonego w karty wejść i wyjść analogowych i cyfrowych. Badania weryfikacyjne przeprowadzono dla układu napędowego składającego się z silnika asynchronicznego o mocy 1,1 kW i prędkości synchronicznej 1500 obr/min, zastosowany reduktor posiada przełożenie 93,33. Moment bezwładności napędzanego koła można zmieniać w granicach od 30 do 127 kgm². Odbywa się to poprzez zakładanie (bądź zdejmowanie) obciążników (4) ze sworzni zamocowanych na stałym promieniu na kole (3).



Fot. 5.1. Stanowisko badawcze do weryfikacji modelu



Rys. 5.1. Schemat stanowiska do weryfikacji modelu

Badania przeprowadzono dla różnych funkcji wymuszających. W każdym cyklu pracy stanowiska rejestrowano w czasie rzeczywistym zmiany sygnału sterującego falownikiem, prędkości kątowej silnika elektrycznego, momentu na wale silnika. Pomiarów momentu dokonano wykorzystując tensometry (8) naklejone na wale koła i przekazując wcześniej wzmocnione sygnały poprzez obrotowe złącze elektryczne (7) do komputera pomiarowego (5). Pomiaru prędkości i przemieszczenia wału silnika dokonywano z wykorzystaniem czujnika inkrementalnego (6) o rozdzielczości 1024 imp/obr. Rzeczywisty sygnał wymuszający został następnie wprowadzony do modelu dynamicznego układu. Sygnały pomiarowe oraz sygnał sterujący są przekazywane poprzez wielofunkcyjną kartę PCL-818HD zainstalowaną w komputerze (5). Przykładowe wyniki badań weryfikacyjnych przedstawiono na rysunkach 5.2-5.3.

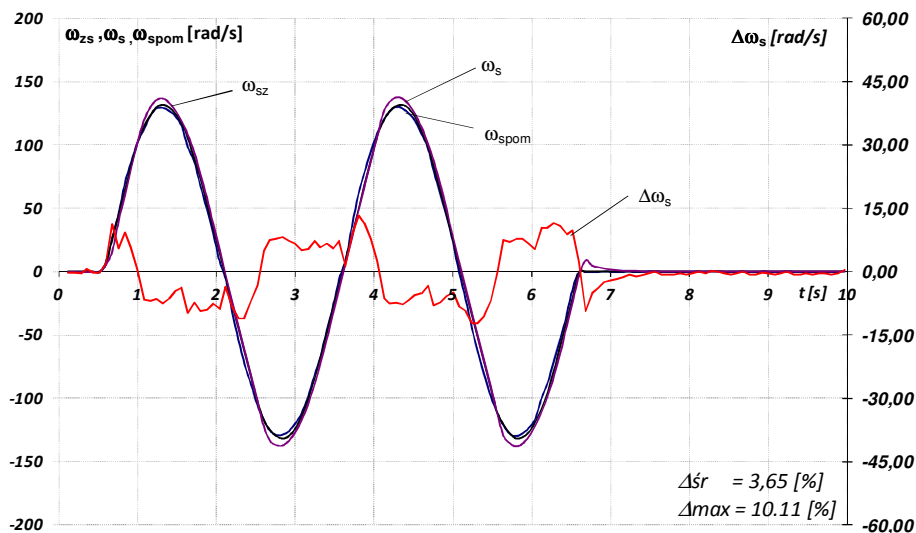
W celu określenia jakości modelu wprowadzono współczynnik jakości modelu $\Delta\omega_{sr}$ opisany następującą zależnością:

$$\Delta\omega_{sr} = \frac{\sum_{i=1}^n |\omega_{spom} - \omega_s|}{\omega_{spommax}} \quad (5.1)$$

gdzie:

- n - ilość punktów pomiarowych w serii,
- ω_{spom} - prędkość kątowa silnika uzyskana z pomiarów,
- ω_s - prędkość kątowa silnika uzyskana z modelu,
- $\omega_{spommax}$ - zakres prędkości kątowej silnika uzyskanej z pomiarów.

5.1. Weryfikacja modelu układu falownik-stojan silnika



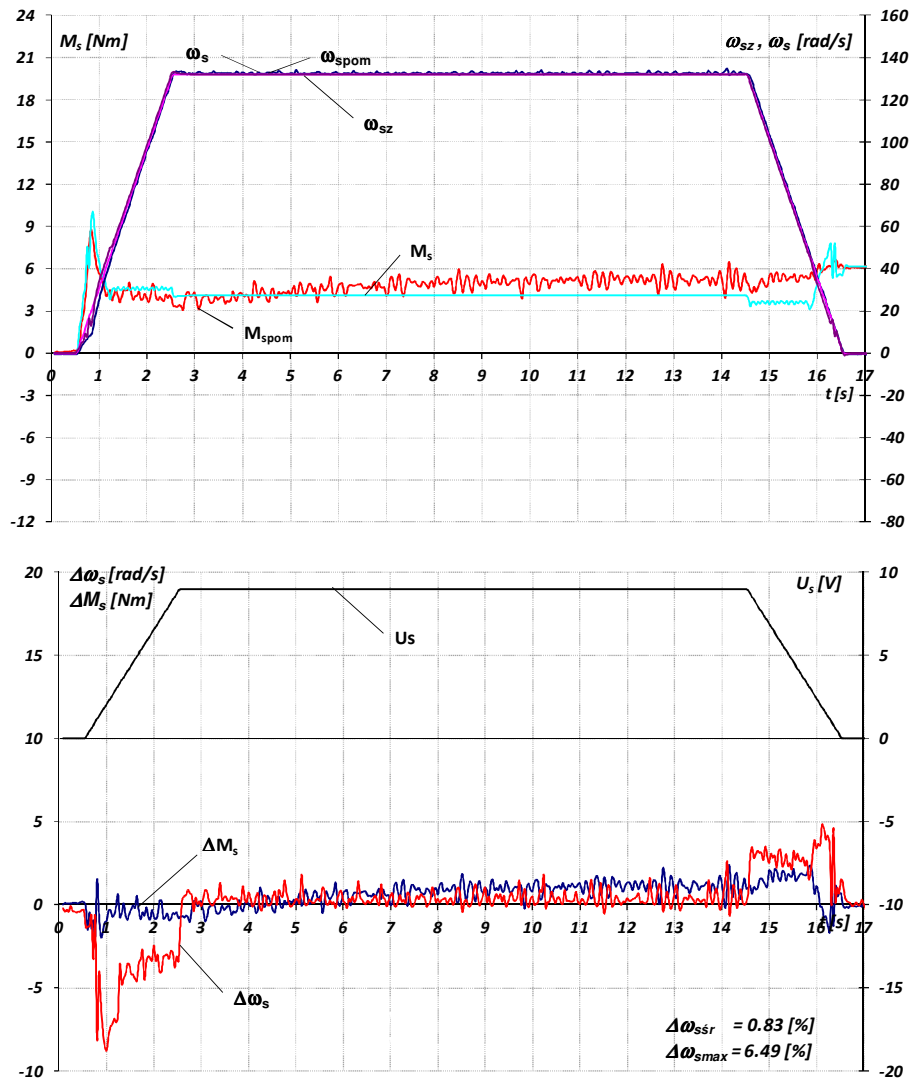
Rys. 5.2. Porównanie przykładowych przebiegów eksperymentalnych i symulacyjnych. Wymuszenie funkcją sinus o okresie 3 s

Na rysunku 5.2 widać przebiegi prędkości silnika uzyskane z badań eksperymentalnych ω_{spom} i z modelu ω_s oraz prędkość zadaną ω_{sz} wynikającą z funkcji wymuszającej. Widoczna jest zgodność zarówno przebiegów eksperymentalnych, jak i symulacyjnych ze średnią wartością niedokładności modelu na poziomie 3,65%.

Rysunek 5.3 przedstawia cykl roboczy składający się z rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania. Przedstawione zostały przebiegi funkcji wymuszającej U_s , prędkości: zadanej ω_{sz} , rzeczywistej ω_{spom} i uzyskanej z symulacji ω_s . Ponadto przedstawiono przebiegi momentów z symulacji M_s i eksperymentu M_{spom} , jak również przebiegi uchybów ΔM_s i $\Delta \omega_s$. Uzyskano dużą zgodność przebiegów symulacyjnych i eksperymentalnych, szczególnie dla prędkości, gdzie średnia wartość niedokładności modelu jest na poziomie 0,83%.

Dla wszystkich serii pomiarowych, wartości wskaźników nie przekraczają kilku procent, natomiast maksymalne wartości uchybu $\omega_{spom} - \omega_s$ nie przekraczają 10%.

5.1. Weryfikacja modelu układu falownik-stojan silnika



Rys. 5.3. Porównanie przykładowych przebiegów eksperymentalnych i symulacyjnych. Rozruch i hamowanie funkcją trapezową $t_r = t_h = 2$ s. Układ obciążony stałym momentem oporów

5.2. Stanowisko do badań ruchów skojarzonych-suwnica

Do badań eksperymentalnych skojarzonych ruchów mechanizmów jazdy mostu i wózka wykorzystano rzeczywistą suwnicę pomostową o parametrach przedstawionych w tabeli poniżej.

Charakterystyka suwnicy

udźwig	Q	= 50	[kN]
rozpiętość mostu	L	= 10	[m]
długość toru w polu pracy	L_t	= 16	[m]
prędkość jazdy mostu	V_m	= 34	[m/min]
prędkość jazdy wózka	V_w	= 34	[m/min]
prędkość podnoszenia	V_p	= 10	[m/min]
wysokość podnoszenia	H	= 6.6	[m]
układ linowy:	czteropasmowy zdwojony ze zbloczem hakowym		

Mechanizm jazdy mostu – indywidualny napęd czołownic

silnik klatkowy z wbudowanym hamulcem typ:	1LC5090 4EC21		
moc znamionowa	N_{zn}	= 1.1	[kW]
prędkość znamionowa	n_{zn}	= 1410	[obr/min]
falownik typ:	ING 3 43P7 f-my BEVI		
przekładnia-przełożenie	i_r	= 41	
średnica koła	D_k	= 0.315	[m]

Mechanizm jazdy wózka

silnik klatkowy z wbudowanym hamulcem typ:	Sg 90 L4h		
moc znamionowa	N_{zn}	= 1.5	[kW]
prędkość znamionowa	n_{zn}	= 1420	[obr/min]
falownik typ:	ING 3 43P7 f-my BEVI		
przekładnia-przełożenie	i_r	= 31.6	
średnica koła	D_k	= 0.250	[m]

Pierwsze badania eksperymentalne suwnicy przedstawiono w pracach [10], [23], [33], [59] i [60]. W kolejnych latach suwnica była modernizowana, aż do stanu opisanego poniżej. Widok stanowiska w laboratorium MRNiS przedstawia fotografia 5.2.

Napędy jazdy zarówno mostu, jak i wózka składają się z silników klatkowych z wbudowanymi hamulcami zasilanymi z przetwornic częstotliwości, które wraz z przekładniami zębatymi zawieszone są na wałach kół napędowych.

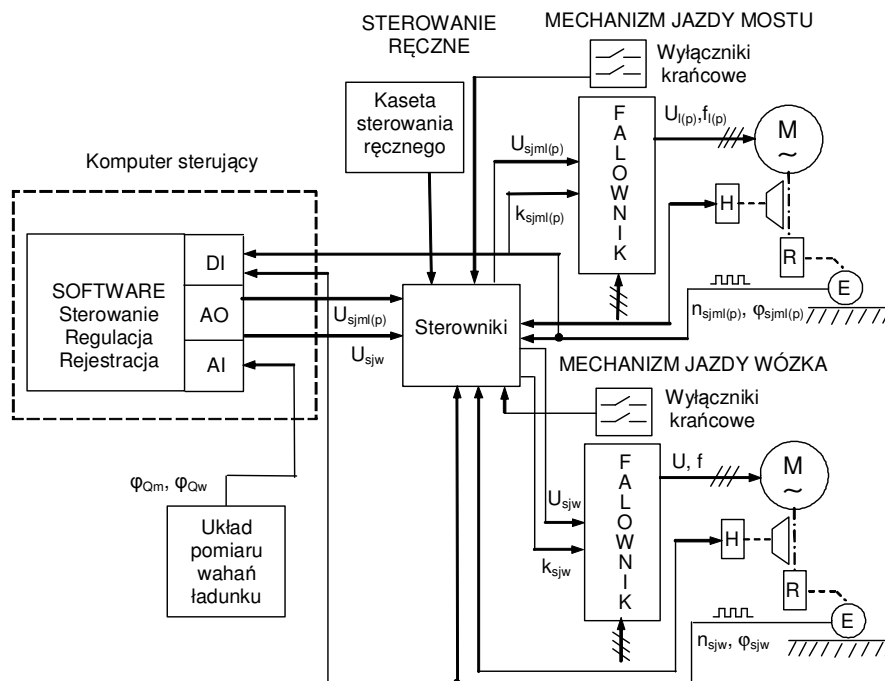


Fot. 5.2. Stanowisko do badań ruchów skojarzonych-suwnica

Zastosowanie indywidualnych układów napędowych jazdy obu czołownic i wózka pozwoliło na niezależne prowadzenie poszczególnych mechanizmów w czasie cyklu pracy. Oprócz dokładnego prowadzenia ładunku pozwoliło to również na eliminację niekorzystnego zjawiska występującego w czasie ruchów torowych, a mianowicie ukosowania mostu suwnicy. Układy regulacji położenia zarówno czołownic jak i wózka oparto na takim samym schemacie. Schemat układu sterowniczego suwnicy laboratoryjnej z indywidualnymi napędami mechanizmów jazdy mostu i jazdy wózka, który przystosowano do badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunku 5.4.

Komputer sterujący przyjmuje i wysyła w czasie rzeczywistym sygnały niezbędne do poprawnej pracy całego układu sterowania i pomiarów, a mianowicie:

- sygnały sterujące mechanizmami jazdy mostu i wózka,
- przemieszczenia i prędkości lewej i prawej czołownicy mostu za pomocą układów pomiarowych z czujnikami inkrementalnymi,
- przemieszczenie i prędkość wózka suwnicy,
- kąty wychylenia lin w kierunku jazdy mostu i wózka,
- długość lin zawieszonego ładunku.



Rys. 5.4. Struktura układu sterowania suwnicy eksperymentalnej

Na fotografii 5.3 przedstawiony jest widok sterowników, falowników i tablicy połączeniowej układu sterowania mechanizmami napędowymi suwnicy eksperymentalnej.

Niezbędne dane pomiarowe dla wypracowania funkcji sterujących, prowadzenia ruchów torowych i kontroli poprawności pracy układów są następujące:

- początkowe położenie na torze czołownicy lewej,
- początkowe położenie na torze czołownicy prawej,
- początkowe położenie wózka na moście,
- długość lin dla zawieszonego ładunku,
- wychylenie ładunku w kierunku ruchu mostu w cyklu pracy,
- wychylenie ładunku w kierunku ruchu wózka w cyklu pracy,
- położenie na torze czołownicy lewej oraz jej prędkość w cyklu pracy,
- położenie na torze czołownicy prawej oraz jej prędkość w cyklu pracy,
- położenie wózka na moście oraz jego prędkość w cyklu pracy.

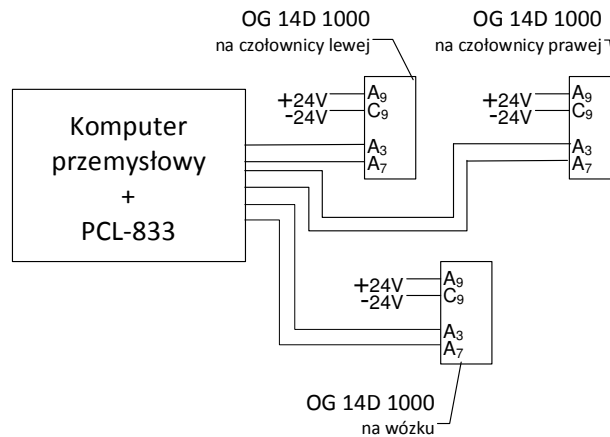


Fot. 5.3. Układ sterowania suwnicy eksperymentalnej

Aby zapewnić wiarygodny pomiar powyższych wielkości, stworzono szereg układów pomiarowych opisanych poniżej.

Układ pomiaru przemieszczenia czołownic i wózka

Do pomiaru przemieszczenia czołownic wykorzystano przetworniki obrotowo-impulsowe firmy HUBNER ELEKTROMASCHINEN AG typ OG 14D 1000 (1000 impulsów na obrót). Przetworniki posiadają dwa wyjścia impulsowe, na których odczytywane impulsy są przesunięte w fazie o $\pi/4$. Umożliwia to wykrywanie kierunku obrotów. Wielkościami mierzonymi są przemieszczenia czołownic, odpowiednio x_{pcl} i x_{pcp} oraz prędkości lewej i prawej czołownicy, odpowiednio v_{cl} i v_{cp} .



Rys. 5.5. Schemat układu pomiaru przemieszczenia czołownic

Biorąc pod uwagę dużą sztywność mostu suwnicy i możliwość utraty kontaktu między kołami nienapędzanymi a szyną, zrezygnowano z pomiaru na tych kołach na rzecz zawieszenia przetworników obrotowo-impulsowych na tzw. kołach wleczonych, zamocowanych do czołownic na wahaczach. Rozwiązanie to przedstawia fotografia 5.4. Koła wleczone wykonano z jednego zamocowania, aby wyeliminować błąd wynikający z różnic geometrycznych. Takie rozwiązanie zapewnia ciągły pomiar wszystkich interesujących wielkości związanych z przemieszczaniem i prędkościami czołownic.

Ze względu na konstrukcję wózka – wózek jeździ tylko na dwóch kołach, z których jedno jest napędzane, a stabilizację zapewniają rolki prowadzące – przyjęto rozwiązanie z pomiarem na kole nienapędzanym. Do pomiaru przemieszczenia wózka wykorzystano takie same przetworniki obrotowo-impulsowe jak w przypadku czołownic. Rozwiązanie to przedstawia fotografia 5.5.

Impulsy zarówno z przetworników czołownic, jak i wózka zliczane są w karcie PCL 833 (3 liczników specjalizowanych do enkoderów), zainstalowanej w komputerze przemysłowym.



Fot. 5.4. Przetwornik sprzężony z kołem pomiarowym wleczonym



Fot. 5.5. Przetwornik sprzężony z kołem nienapędzanym wózka

Układ korekcji położenia czołownic

Układ korekcji położenia czołownic ma za zadanie skorygować dane z układu pomiaru przemieszczenia tak, aby otrzymać dokładne rzeczywiste położenie na torze lewej i prawej czołownicy. Układ zaprojektowano wykorzystując czujniki indukcyjne typu PC1D-15ZP reagujące na pojawienie się pod nimi metalowych krzywek.

Do korekcji położenia prawej czołownicy początkowo wykorzystano zestaw czterech czujników współpracujących z zestawami krzywek rozmieszczonych wzdłuż toru. Krzywki zamocowano na metalowych ramkach w odstępach jednometrowych. Układ krzywek na poszczególnych ramkach odpowiada położeniu danej ramki na torze w zapisie dwójkowym. Dla dokładnego określenia punktu, w którym należy dokonać pomiaru wykorzystano układ dwóch czujników ustawionych poprzecznie do pozostałych w odstępie równym długości krzywki – przedstawionych na rysunkach 5.6. i 5.7, jako wypełnione okręgi. Sygnał będący iloczynem logicznym sygnałów określał dokładne położenie czołownicy. Na fotografii 5.6 przedstawiono zestaw czujników indukcyjnych wraz z współpracującym z nimi zestawem krzywek dla prawej czołownicy, a na fotografii 5.7 dla lewej.

Do korekcji położenia lewej czołownicy wykorzystano zestaw dwóch czujników w układzie takim, jak układ określania punktu pomiaru na czołownicy prawej. Zasadę działania obu układów przedstawia rysunek 5.6.

Jednakże doświadczenia zdobyte przy uruchamianiu obu układów pozwoliły na uproszczenie układu pomiarowego. Obecnie korekta położenia każdej z czołownic jest dokonywana w jednym punkcie wyznaczonym w obszarze największego ruchu suwnicy. Fizycznie dokonano tego zdejmując krzywki określające punkt pomiaru ze wszystkich ramek oprócz tej wytypowanej do korekcji. Zasadę pomiaru przedstawia rysunek 5.7.

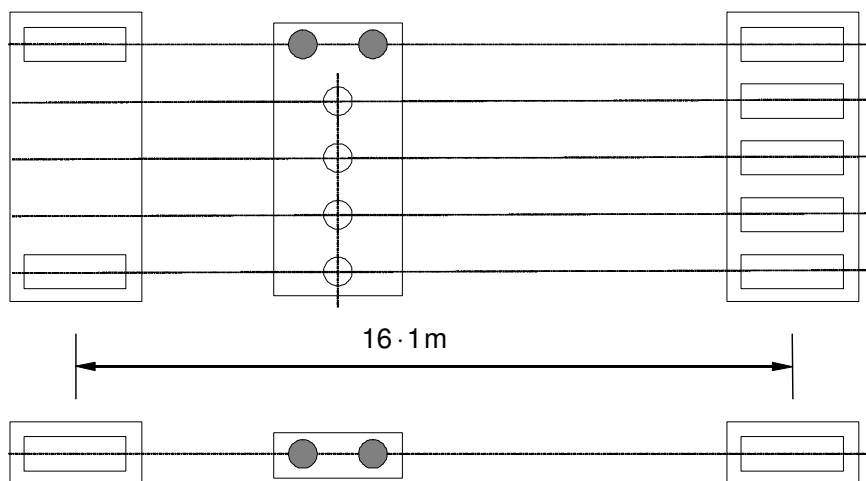
Efektem pracy dwóch, opisanych powyżej, układów jest informacja o położeniu obu czołownic, odpowiednio x_{cl} i x_{cp} oraz ich prędkościach v_{cl} , v_{cp} .



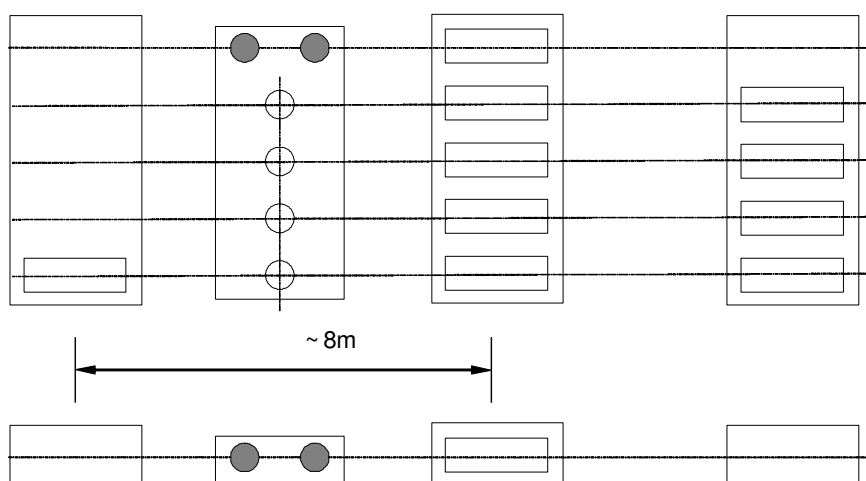
Fot. 5.6. Zestaw czujników korekcji położenia prawej czołownicy



Fot. 5.7. Zestaw czujników korekcji położenia lewej czołownicy



Rys. 5.6. Czujniki indukcyjne do korekcji położenia układ pierwotny



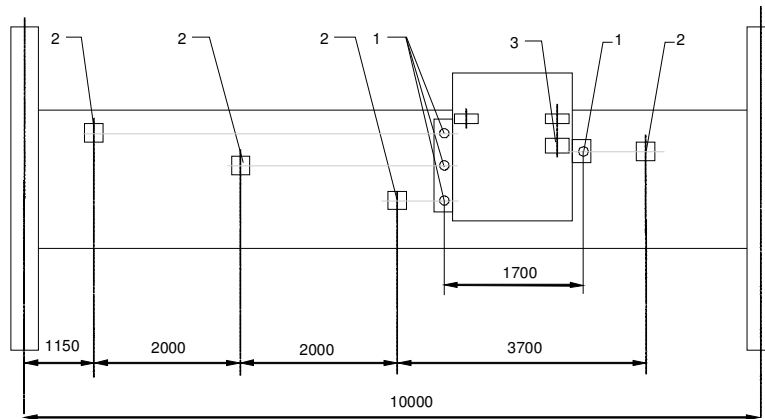
Rys. 5.7. Czujniki indukcyjne do korekcji położenia układ pierwotny

Układ pomiaru położenia wózka na moście suwnicy

Układ pomiaru położenia i prędkości wózka składa się z dwóch współpracujących ze sobą układów pomiarowych:

1. układu pomiaru przemieszczenia wózka na moście (opisanego wcześniej),
2. układu korekcji położenia wózka na moście.

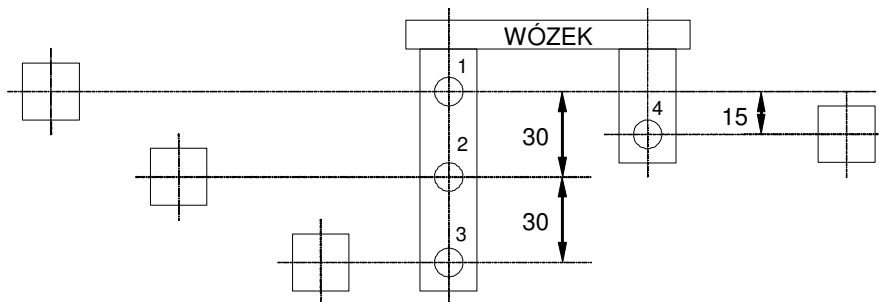
Rozmieszczenie obu układów przedstawia rysunek 5.8.



Rys. 5.8. Schemat układu pomiarowego położenia wózka na moście

1 – czujnik indukcyjny, 2 – kostka stalowa, 3 – czujnik obrotowo-impulsowy

Do korekcji położenia wózka na moście wykorzystano czujniki indukcyjne ICZ D4 CN NPN (INPOL 1) współpracujące z metalowymi kośćmi przyklejonymi do mostu suwnicy. Zainstalowano trzy czujniki po jednej stronie wózka oraz jeden po przeciwnej stronie, przesunięty względem pozostałych tak, aby każdy z czujników współpracował tylko z jedną kością. Schemat układu przedstawiono na rysunku 5.9.



Rys. 5.9. Schemat układu korekcji położenia wózka

Takie rozmieszczenie kości i czujników pozwala na pracę tego układu w trybie podobnym jak w przypadku korekcji położenia czołownic, gdzie sygnał będący iloczynem logicznym sygnałów z wszystkich czujników określa dokładne położenie wózka na moście.

Zestawienie możliwych kombinacji sygnałów i odpowiadających im położen wózka na moście przedstawia tabela 5.1.

Tabela 5.1

Czujnik nr				Położenie wózka na moście (punkt zawieszenia ładunku)
1	2	3	4	
1	0	0	0	2 m
0	1	0	0	4 m
0	0	1	0	6 m
0	0	0	1	8 m

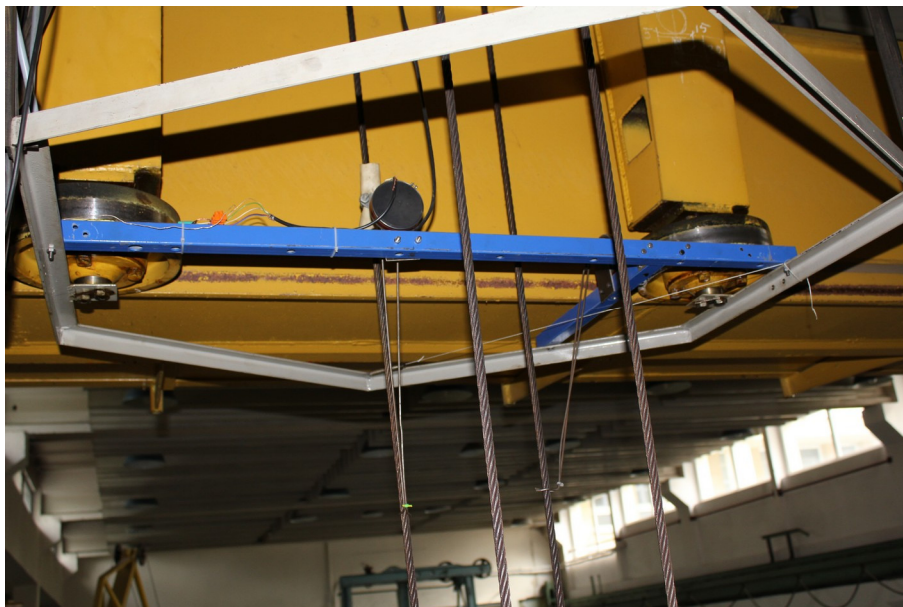
Sygnały przekazywane są do modułu wejść i wyjść karty pomiarowej PCI-1710 zainstalowanej w komputerze przemysłowym.

Podobnie jak w przypadku pomiarów układu korekcji położenia czołownic, w oparciu o doświadczenia pomiaru i korekcji położenia dokonano korekty układu. Obecnie korekta położenia wózka jest dokonywana w jednym punkcie wyznaczonym w obszarze największego ruchu wózka. Fizycznie korekcji dokonuje się odczytując sygnał z czujnika nr 3.

Układ pomiaru wahań ładunku

Pomiaru wahań ładunku dokonano w układzie wykorzystującym właściwość ruchów w płaszczyznach wzajemnie do siebie prostopadłych. W tym przypadku wahania w płaszczyźnie ruchu mostu nie wpływają na wahania w płaszczyźnie ruchu wózka i odwrotnie. Przyjęty układ pomiarowy składa się z dwóch potencjometrów jednoobrotowych współpracujących z przegubowo zamocowanymi na ich wałach dźwigniami sprzężonymi z linami układu podnoszenia ładunku. Układ przedstawia fotografia 5.8. Sygnały napięciowe przekazywane są do karty pomiarowej PCI-1710 zainstalowanej w komputerze przemysłowym.

Ostatnim z układów pomiarowych niezbędnych do poprawnej pracy stanowiska jest pomiar długości lin realizowany jako pomiar kąta obrotu wału bębna napędowego wciągarki. Czujnik obrotowo kodowy (tzw. absolutny) mierzący kąt obrotu bębna przedstawia fotografia 5.9.



Fot. 5.8. Zestaw czujników potencjometrycznych do pomiaru wychYLENIA ładunku



Fot. 5.9. Czujnik obrotowo kodowy na wale bębna wciągarki

5.3. Badania parametrów modelu zawieszonego na linach ładunku

W celu określenia parametrów zawieszonego na linach ładunku badano częstości drgań tłumionych wahań ładunku przy wymuszeniu w kierunku ruchu mostu i wózka oraz przy jednoczesnych wahaniach ładunku w tych kierunkach. Na podstawie tych badań wyznaczano wartości częstości drgań własnych, położenie środka masy obciążnika i zbocza suwnicy oraz sztywność zawieszenia ładunku.

Na podstawie porównania przebiegów eksperymentalnych i teoretycznych, z wyznaczonymi eksperymentalnie parametrami modelu teoretycznego, określano dokładność modelu teoretycznego.

Przyjmując w równaniach (3.14) $v_s = 0$ oraz wprowadzając $\frac{d^2x_Q}{dt^2} = -\frac{dv_Q}{dt}$, otrzymujemy po podstawieniu równanie opisujące ruch wahadła w następującej postaci:

$$\frac{d^2x_Q}{dt^2} + \frac{f_Q}{m_Q} \cdot \frac{dx_Q}{dt} + \frac{c_Q}{m_Q} \cdot x_Q = 0 \quad (5.2)$$

Przyrównując do ogólnego równania członu oscylacyjnego w postaci:

$$\frac{d^2x_Q}{dt^2} + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot \frac{dx_Q}{dt} + \omega_0^2 \cdot x_Q = 0 \quad (5.3)$$

uzyskujemy poniższe zależności:

$$\frac{c_Q}{m_Q} = \omega_0^2 \quad (5.4)$$

$$\frac{f_Q}{m_Q} = 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \quad (5.5)$$

gdzie

ω_0 - częstość drgań własnych nietłumionych opisywanego układu,

ξ - współczynnik tłumienia.

Rozwiązaniem tak opisanego układu jest funkcja

$$x_Q = e^{rt} \quad (5.6)$$

w której wykładnik potęgi obliczamy jako

$$r = \alpha \pm i\beta \quad (5.7)$$

Rozwiązując równanie charakterystyczne

$$r^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot r + \omega_0^2 = 0 \quad (5.8)$$

otrzymujemy wartości:

$$\alpha = -\xi \cdot \omega_0 \quad \beta = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} = \omega \quad (5.9)$$

w których ω – oznacza częstość drgań własnych tłumionych.

Postać drgań swobodnych układu opisujemy następującym równaniem:

$$x_Q = x_{Q0} \cdot e^{\alpha t} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (5.10)$$

– logarytmiczny dekrement tłumienia na podstawie przebiegu teoretycznego:

$$\lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = \ln \frac{e^{-\xi \omega_0 t}}{e^{-\xi \omega_0 (t+T)}} = \ln e^{\xi \omega_0 T} = \xi \omega_0 T \quad (5.11)$$

A_i oraz A_{i+1} to kolejne amplitudy wahań ładunku.

Ponieważ okres drgań obliczamy:

$$T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}} \quad (5.12)$$

$$\text{stąd} \quad \lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot \xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (5.13)$$

$$\text{a następnie} \quad \xi = \frac{\lambda}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \lambda^2}} \quad (5.14)$$

Korzystając z zależności (5.9) oraz (5.11), można zapisać:

$$\lambda = -\alpha \cdot T \quad (5.15)$$

Znając z pomiarów wartości T i α , uwzględniając zależności (5.4) i (5.5) można wyznaczyć parametry zawieszenia ładunku:

- współczynnik tłumienia wiskotycznego ładunku:

$$f_{qs} = 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot m_Q \quad (5.16)$$

- sztywność podwieszenia ładunku:

$$c_Q = \omega_0^2 \cdot m_Q \quad (5.17)$$

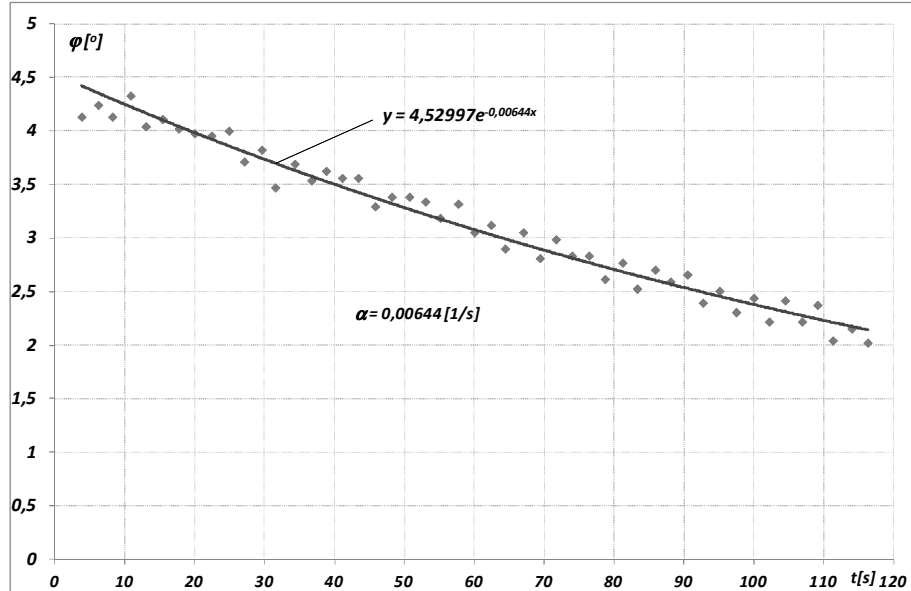
W tabeli 5.2. zestawiono wyniki przykładowych wyników określania parametrów dla ładunku o masie $m_Q = 565$ kg oraz długości lin $L_{linm} = 5,50$ m oraz $L_{linw} = 5,46$ m (pochyloną czcionką dane z pomiarów). Przebiegi eksperymentalne, które pozwoliły wyznaczyć parametry przedstawione w tabeli przedstawiają rysunki 5.10 do 5.13.

Tabela 5.2

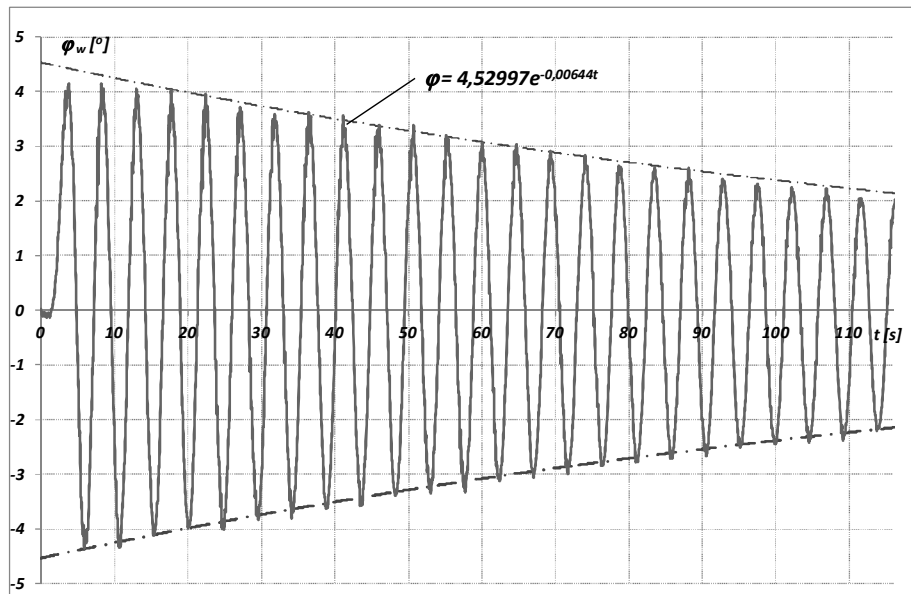
		most	wózek
T	[s]	4,7050	4,6880
α	[1/s]	0,0041	0,0065
ω	[rad/s]	1,3354	1,3403
λ		0,0193	0,0305
ξ		0,0031	0,0048
ω_0	[rad/s]	1,3357	1,3409
c_Q	[N/m]	1007,977	1015,866
f_Q	[Ns/m]	4,6338	7,3483

Na rysunku 5.10 przedstawiono wartości amplitud $\phi_{w(max)}$ wahań ładunku w kierunku jazdy wózka w cyklu trwającym około 120 s oraz wykładniczą linię trendu wraz z wyznaczeniem współczynnika α . Rysunek 5.11 pokazuje przebieg wahań ładunku w kierunku jazdy wózka ϕ_w wraz z wyznaczonymi wcześniej liniami trendu.

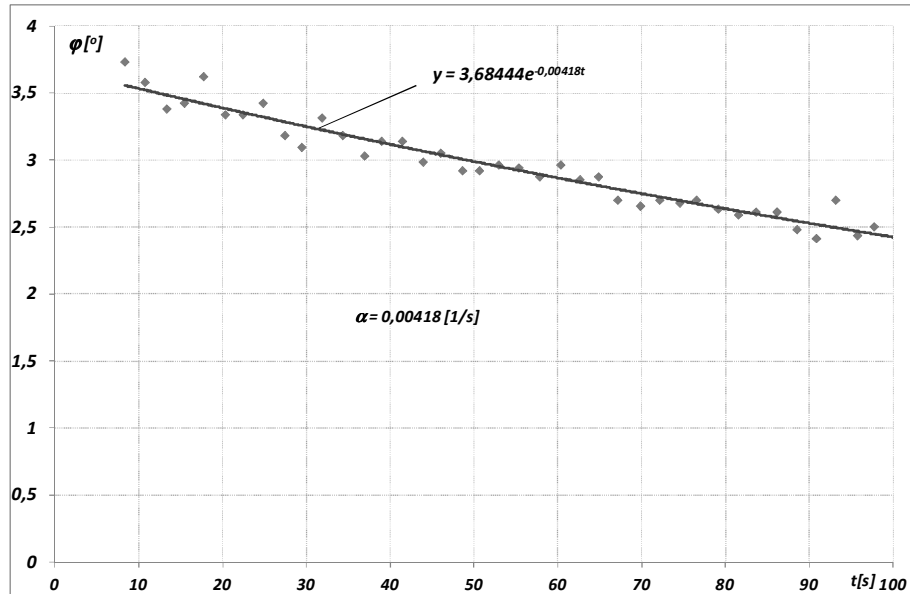
Podobne przebiegi dla wahań w kierunku jazdy mostu przedstawiają rysunki 5.12 i 5.13.



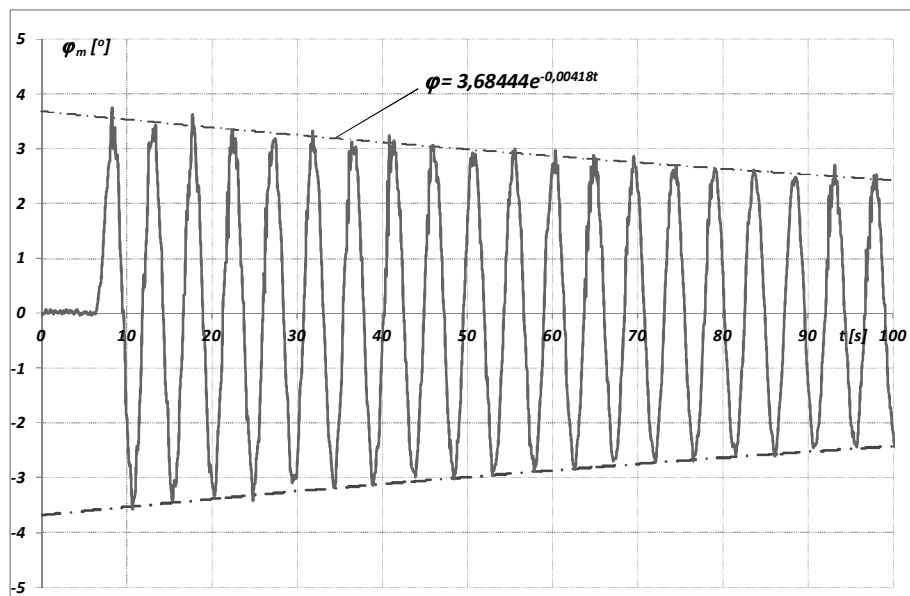
Rys. 5.10. Przebieg amplitud $\varphi_{w(max)}$ wahań ładunku w kierunku jazdy wózka i wykładnicza linia trendu



Rys. 5.11. Wahanie ładunku w kierunku jazdy wózka, φ_w – kąt wychylenia ładunku



Rys. 5.12. Przebieg amplitud $\varphi_{m(max)}$ wahań ładunku w kierunku jazdy mostu i wykładnicza linia trendu



Rys. 5.13. Wahanía ładunku w kierunku jazdy mostu, φ_m – kąt wychylenia ładunku

5.4. Weryfikacja modelu ładunku

Do pomiaru wahań ładunku w początkowej fazie badań zastosowany został układ z wykorzystaniem inklinometru dwuosiowego, który okazał się bardzo wrażliwy na zakłócenia wysokiej częstotliwości, pochodzące od drgań mechanicznych ruchów torowych jazdy mostu i wózka. Spowodowało to konieczność przejścia na pomiar kąta wychylenia ładunku za pomocą opisanego wcześniej układu z potencjometrami. Zastosowano ten układ do weryfikacji modelu podwieszonego ładunku, którego parametry dynamiczne zostały wyznaczone w rozdziale 5.3. Badano przebiegi dynamiczne kąta wychylenia ładunku przy początkowym wychyleniu statycznym i zwolnieniu ruchu ładunku przez przecięcie więzi napinającej.

Ze względu na brak przemieszczania punktu zaczepienia lin równania (4.53) opisujące wahania ładunku w płaszczyznach jazdy mostu i wózka upraszczają się i opis przyjmuje następującą postać:

$$\frac{dv_{qx}}{dt} = -\frac{f_{qx}}{m_q} \cdot v_{qx} + \frac{c_{qx}}{m_q} \cdot x_q \quad (5.18)$$

$$\frac{dx_q}{dt} = -v_{qx} \quad (5.19)$$

$$\frac{dv_{qy}}{dt} = -\frac{f_{qy}}{m_q} \cdot v_{qy} + \frac{c_{qy}}{m_q} \cdot y_q \quad (5.20)$$

$$\frac{dy_q}{dt} = -v_{qy} \quad (5.21)$$

Wymuszenie ruchu układu wynika z niezerowych wartości początkowych zmiennych stanu x_{q0} i y_{q0} . Przyjęto zerowe warunki początkowe zmiennych stanu v_{qx} i v_{qy} . Równania wyjścia określające kąt wychylenia ładunku w kierunku jazdy mostu i wózka, niezbędne do porównań z przebiegami eksperymentalnymi, mają postać:

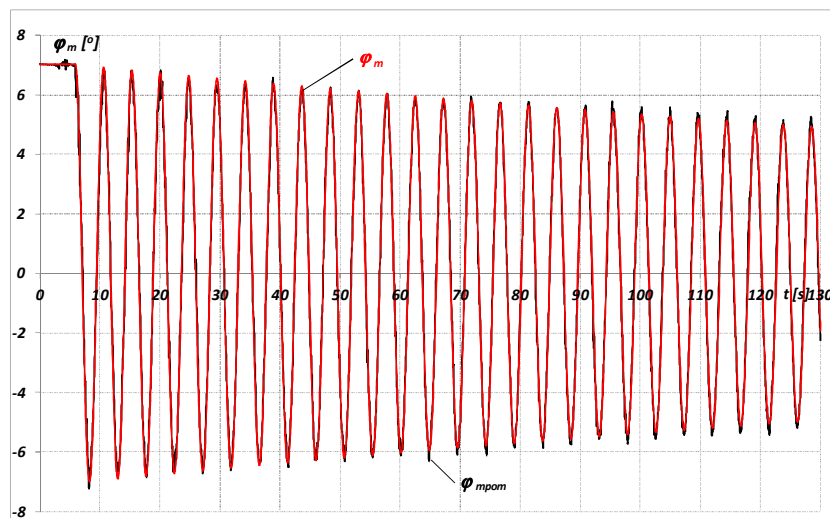
$$\varphi_{qx} = \arcsin\left(\frac{x_q}{L_{linx}}\right) \quad (5.22)$$

$$\varphi_{qy} = \arcsin\left(\frac{y_q}{L_{liny}}\right) \quad (5.23)$$

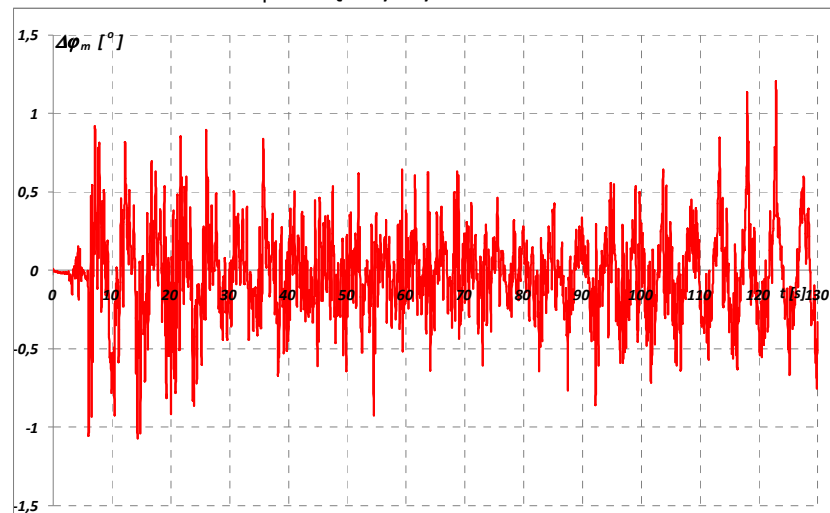
L_{linx} i L_{liny} – długości podwieszenia ładunku w kierunku jazdy mostu i wózka.

5.4. Weryfikacja modelu ładunku

Na rysunkach 5.14-5.17 przedstawiono porównania przebiegów zmian kątów wychylenia ładunku w obu rozpatrywanych kierunkach oraz różnice $\Delta\varphi_m$ i $\Delta\varphi_w$ wartości eksperymentalnych i teoretycznych kątów wychyleń ładunku. Na rysunkach 5.14 i 5.16 przebiegi eksperymentalne φ_{mpom} i φ_{wpm} zaznaczono kolorem czarnym, a symulacyjne φ_m i φ_w czerwonym.

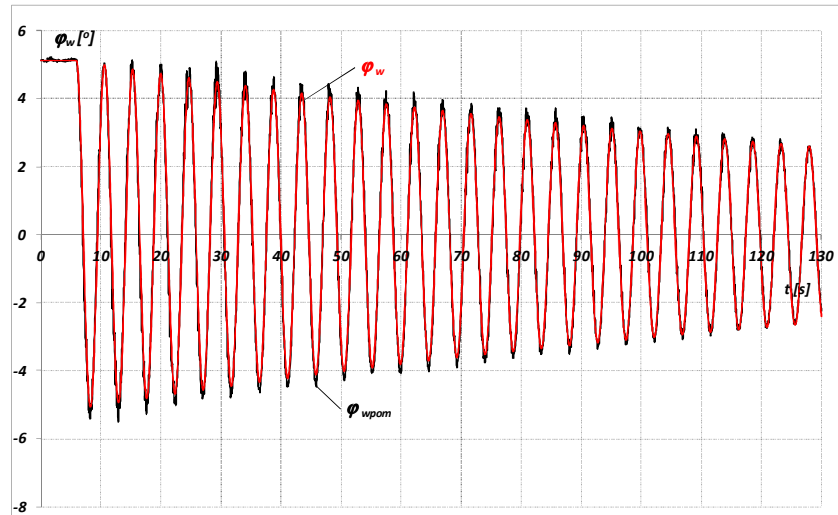


Rys. 5.14. Porównanie wahań ładunku w kierunku jazdy mostu,
 φ_m – kąt wychylenia ładunku

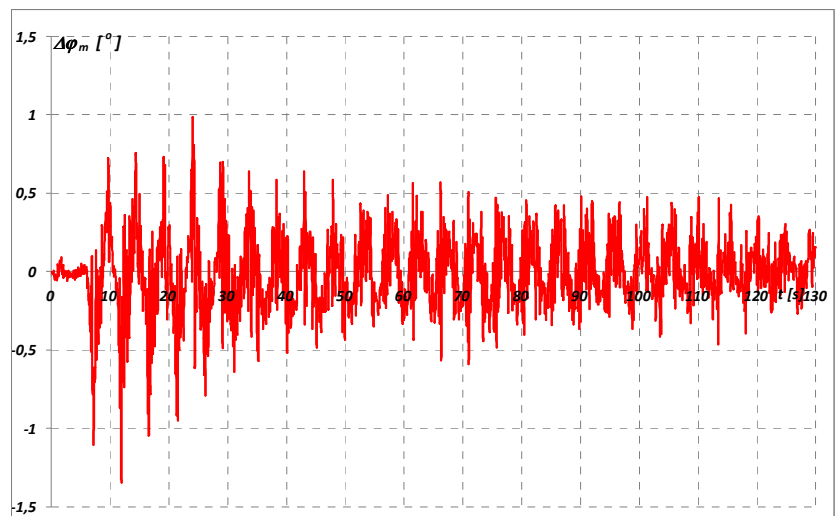


Rys. 5.15. Różnice $\Delta\varphi_m$ wartości eksperymentalnych i teoretycznych
kątów wychyleń ładunku w kierunku jazdy mostu

5.4. Weryfikacja modelu ładunku



Rys. 5.16. Porównanie wahań ładunku w kierunku jazdy wózka,
 φ_w – kąt wychyleń ładunku

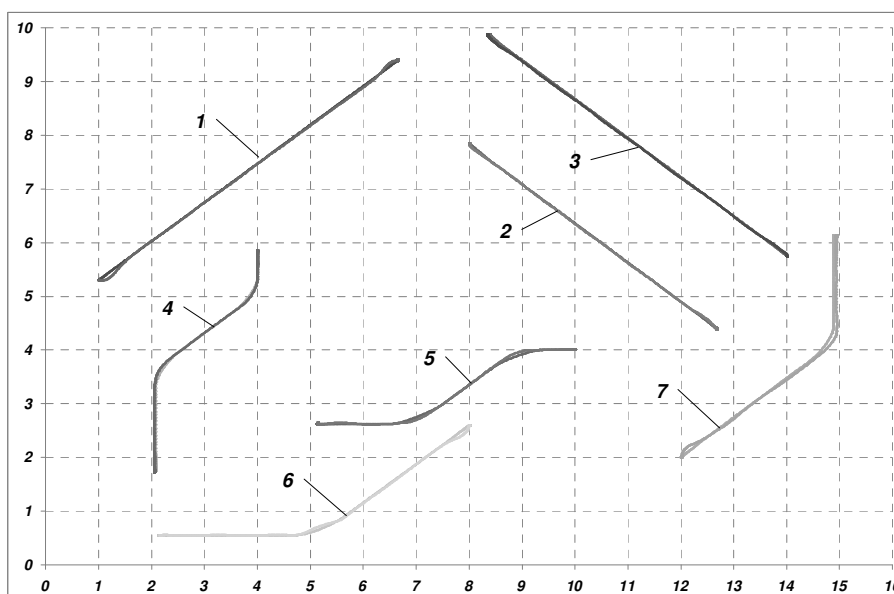


Rys. 5.17. Różnice $\Delta\varphi_w$ wartości eksperymentalnych i teoretycznych
kątów wychyleń ładunku w kierunku jazdy wózka

Przedstawione na rysunkach 5.15 i 5.17 chwilowe uchyby modelu nie przekraczają jednego stopnia, a średnie pozostają na poziomie $0,22^\circ$ dla mostu i $0,18^\circ$ dla wózka. Wszystkie badania weryfikacyjne wykazują dużą zgodność przebiegów symulacyjnych z eksperymentalnymi zarówno w zakresie częstości wahań, jak i ich amplitud. Średnie uchyby nie przekraczają kilku procent.

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy

Weryfikacja modelu suwnicy obejmowała porównanie przebiegów rzeczywistych i symulacyjnych dla różnych przypadków kojarzenia ruchów mechanizmów jazdy mostu suwnicy i wózka. Badania wykonano dla różnych położeń początkowych wózka i mostu oraz dla różnych konfiguracji czasowych pracy obu napędów. Przykładowe trajektorie punktu zaczepienia lin oraz ładunku dla przebiegów przedstawianych na rysunkach 5.19-5.25 przedstawia rysunek 5.18.



Rys. 5.18. Trajektorie punktu zaczepienia lin i ładunku
w rzucie na płaszczyznę hali

Dla określenia jakości modelu wprowadzono wskaźniki jakości modelu oparte na porównaniu mierzonych wielkości z rzeczywistej suwnicy z przebiegami tych samych wielkości uzyskanymi z modelu.

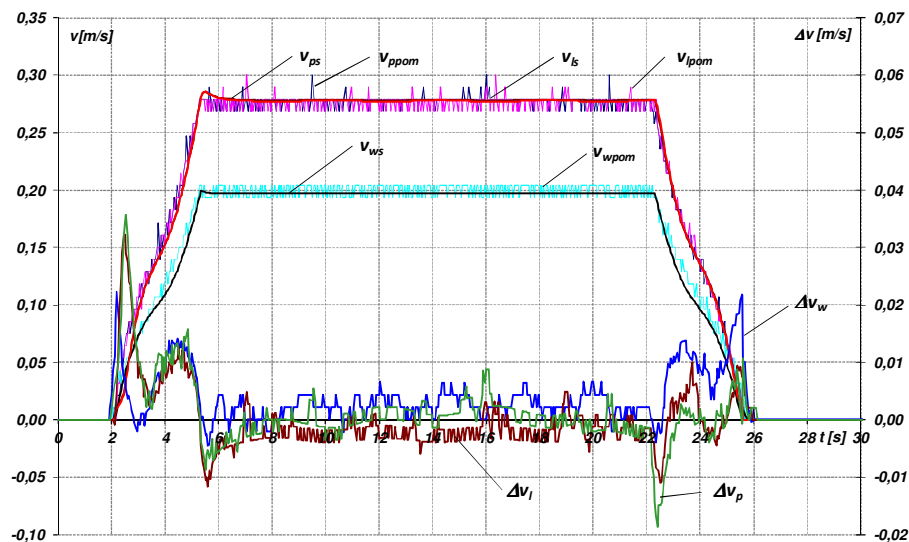
Do porównania przyjęto przebiegi następujących wielkości fizycznych:

- v_l, v_p - prędkości odpowiednio lewej i prawej czołownicy,
- v_w - prędkości wózka,
- x_{Qw}, x_{Qm} - wychylenia ładunku w kierunku ruchu wózka i mostu,

- Δs - wzajemne wyprzedzenie czołownic będące miarą kąta ukosowania badanej suwnicy,
- Δv - uchyby prędkości dla napędów poszczególnych mechanizmów.

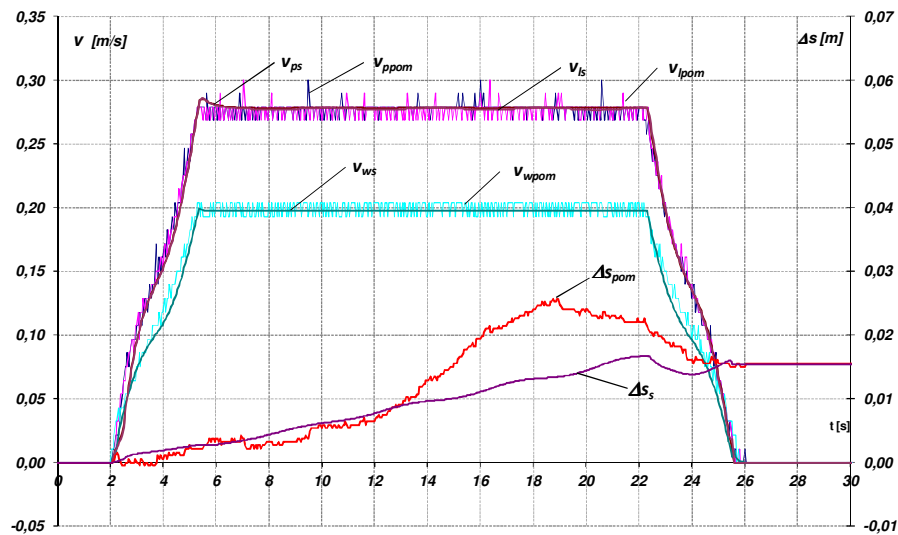
Dodatkowo wprowadzone indeksy „pom” oraz „s” oznaczają odpowiednio przebiegi uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych.

Na rysunku 5.19 przedstawiono przebiegi dla równoczesnej pracy mechanizmów jazdy mostu i wózka przy obciążeniu ładunkiem o masie 2500 kg i dodatnim kierunku ruchu obu mechanizmów. Kierunki ruchu są ważne ze względu na niesymetryczne obciążenie mechanizmów jazdy suwnicy wynikające z budowy rzeczywistej suwnicy oraz położenia i zmiany położenia wózka z ładunkiem na moście suwnicy. Kierunek ruchu ma zatem wpływ na m. in. przebieg zmian wzajemnego wyprzedzenia czołownic. Trajektorię ruchu dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy jest linia prosta oznaczona na rysunku 5.18 jako 1.

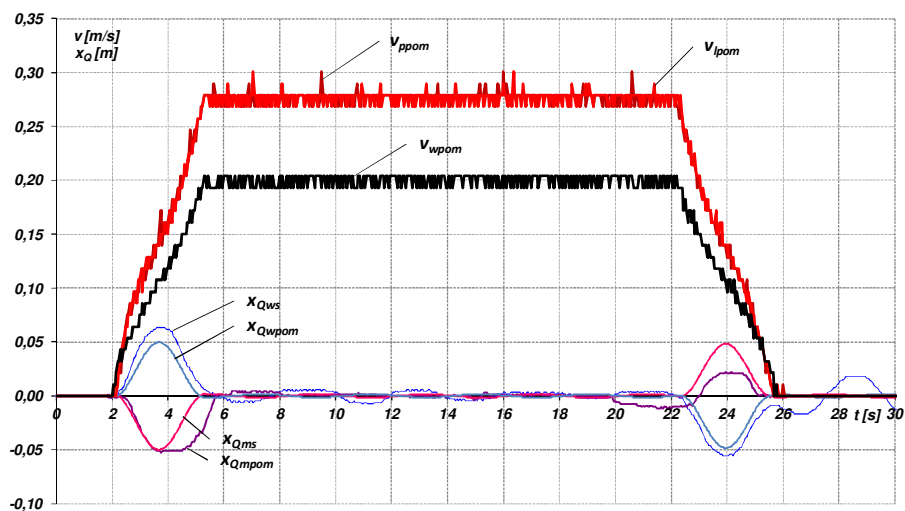


Rys. 5.19a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy



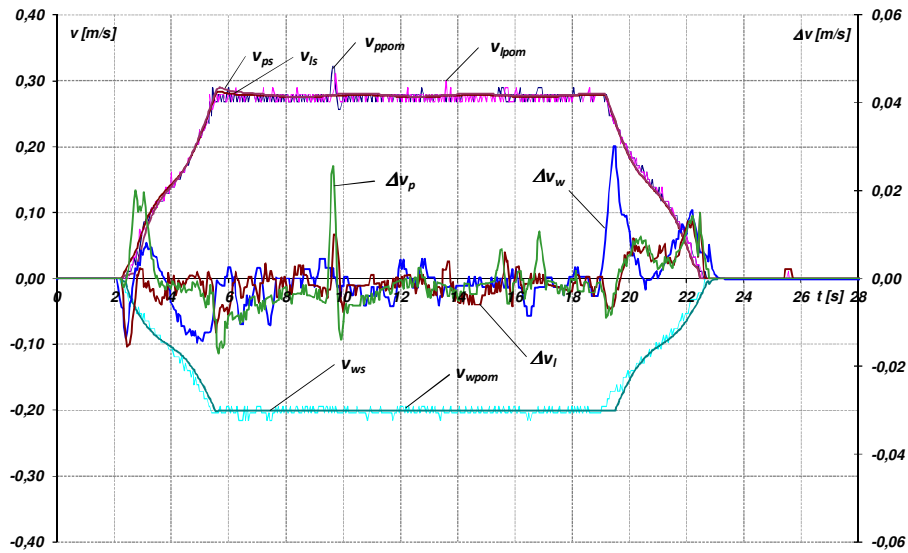
Rys. 5.19b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych



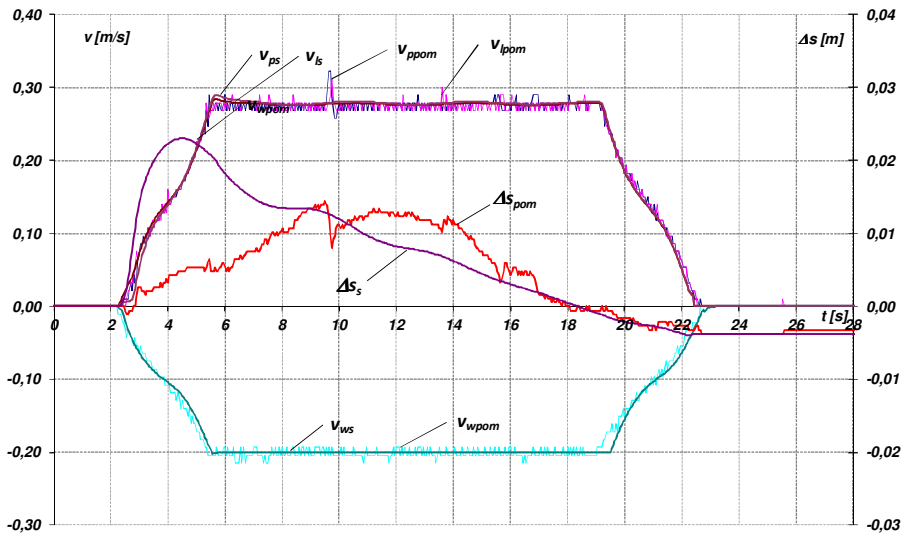
Rys. 5.19c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Na rysunku 5.20 przedstawiono przebiegi dla równoczesnej pracy mechanizmów jazdy mostu i wózka przy obciążeniu ładunkiem o masie 5000 kg,

dodatnim kierunku ruchu mechanizmu jazdy mostu i ujemnym kierunku ruchu wózka. Trajektorię dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy jest linia prosta oznaczona na rysunku 5.18 jako 2.

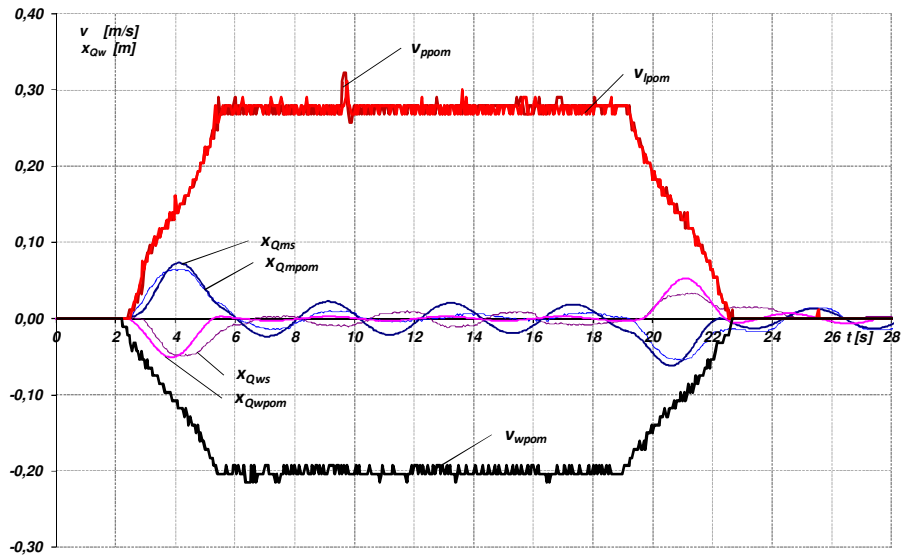


Rys. 5.20a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu

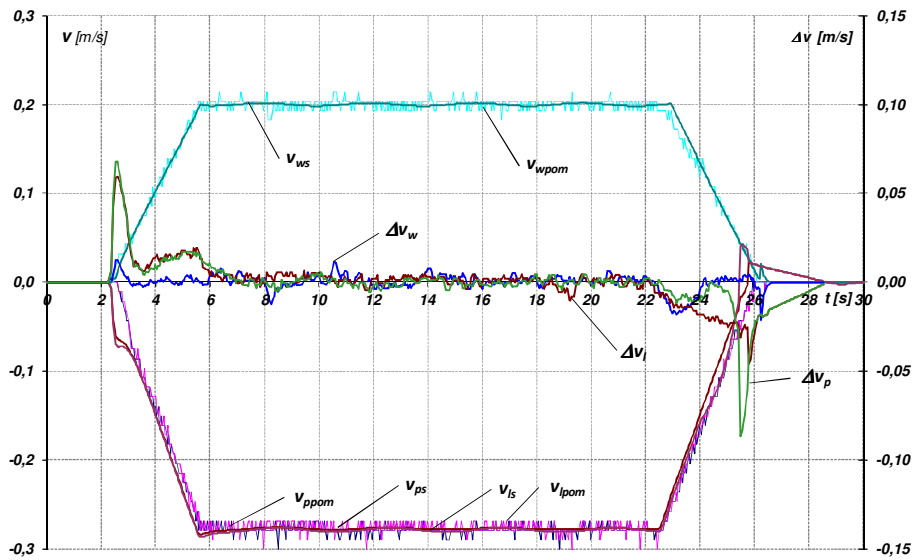


Rys. 5.20b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy

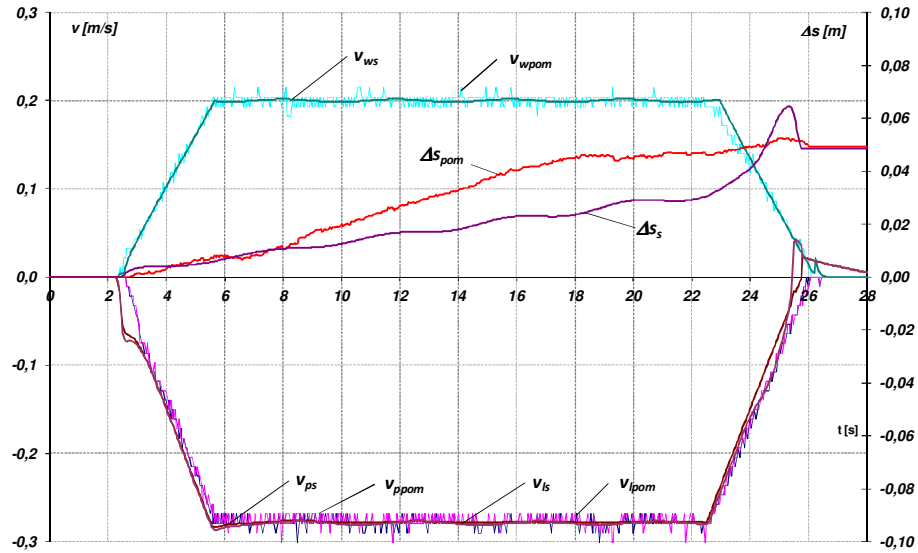


Rys. 5.20c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

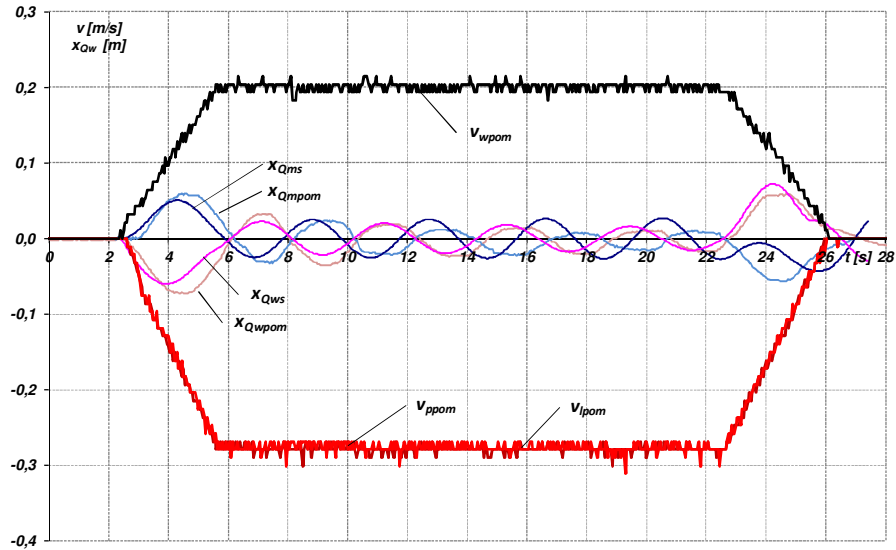


Rys. 5.21a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy



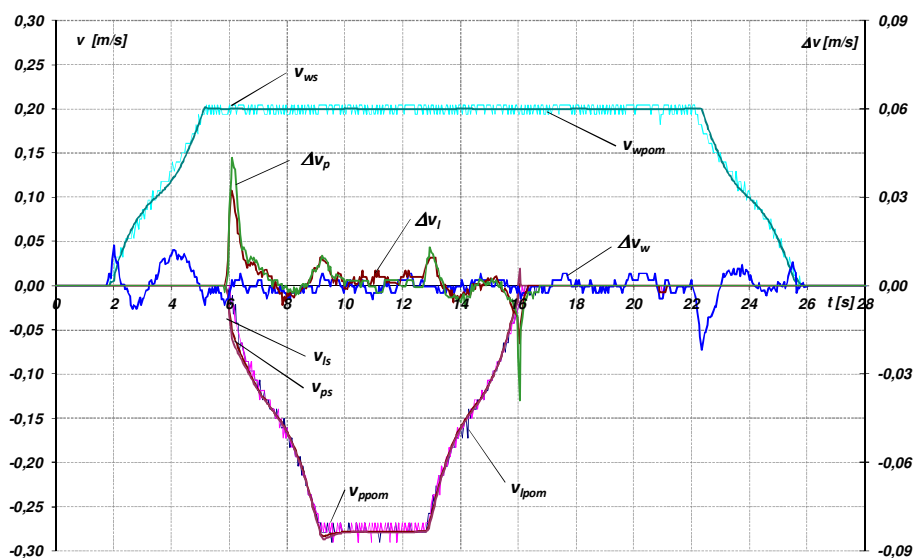
Rys. 5.21b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych



Rys. 5.21c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

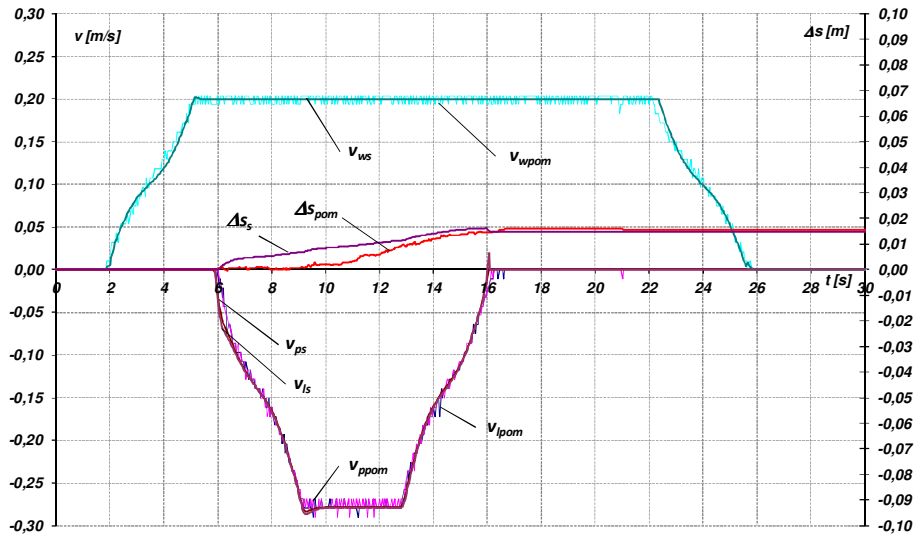
Rysunek 5.21 przedstawia przebiegi dla równoczesnej pracy mechanizmów jazdy mostu i wózka przy obciążeniu ładunkiem o masie 5000 kg, dodatnim kierunku ruchu mechanizmu jazdy wózka i ujemnym kierunku ruchu mostu. Trajektorią dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy jest linia prosta oznaczona na rysunku 5.18 jako 3. Funkcje wymuszające dobrano tak, aby w okresie ruchu ustalonego i po zatrzymaniu wahania zawieszonego na linach ładunku nie były wytłumione.

Na rysunku 5.22 przedstawiony jest cykl pracy suwnicy z opóźnionym startem mechanizmu jazdy mostu i zakończeniem jego pracy w czasie ruchu ustalonego mechanizmu jazdy wózka (odpowiada to np. omijaniu przeszkody jazdą mostu) przy obciążeniu ładunkiem o masie 2500 kg, dodatnim kierunku ruchu mechanizmu jazdy wózka i ujemnym kierunku ruchu mostu. Trajektoria dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy suwnicy oznaczona jest na rysunku 5.18 jako 4.

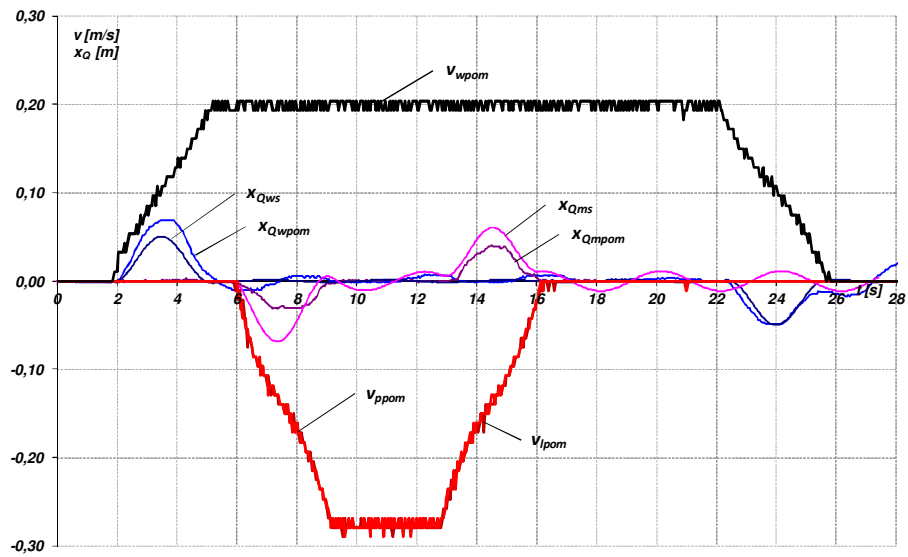


Rys. 5.22a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy

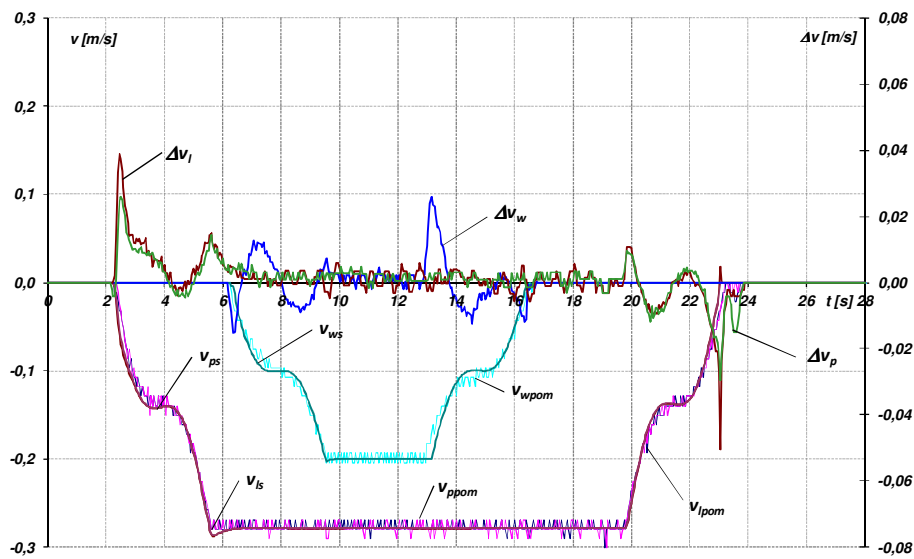


Rys. 5.22b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych



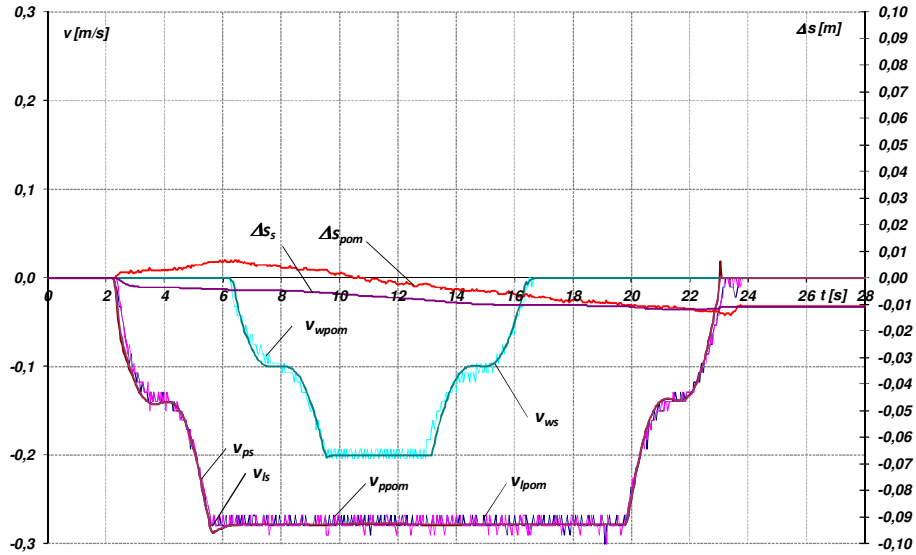
Rys. 5.22c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Na rysunku 5.23 przedstawiony jest cykl pracy suwnicy z opóźnionym startem mechanizmu jazdy wózka i zakończeniem jego pracy w czasie ruchu ustalonego mechanizmu jazdy wózka (odpowiada to np. omijaniu przeszkody jazdą wózka) przy obciążeniu ładunkiem o masie 2500 kg, i ujemnym kierunku ruchu obu mechanizmów. Trajektoria dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy suwnicy oznaczona jest na rysunku 5.18 jako 5.

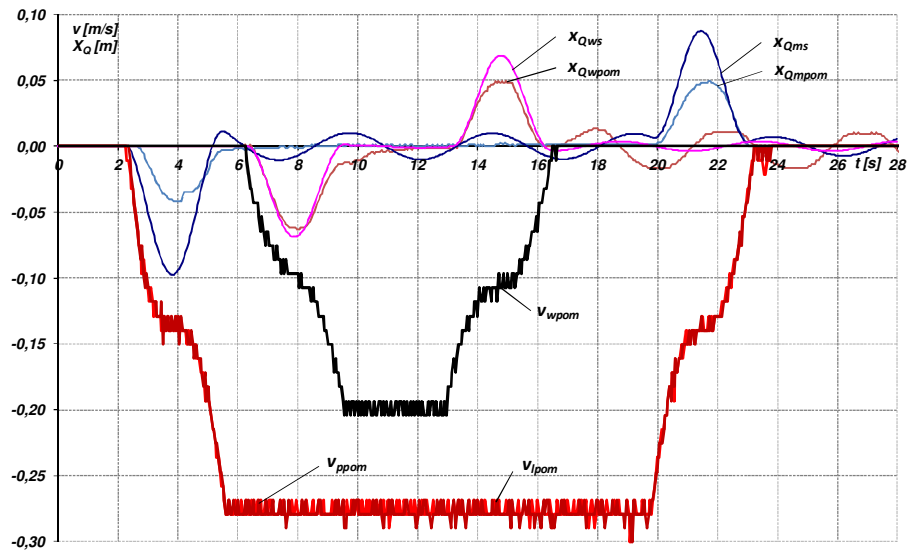


Rys. 5.23a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy

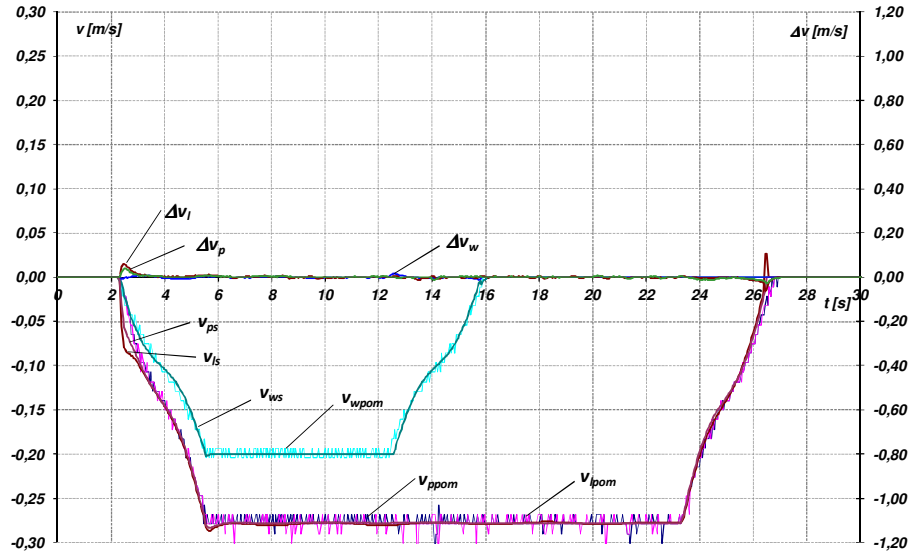


Rys. 5.23b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

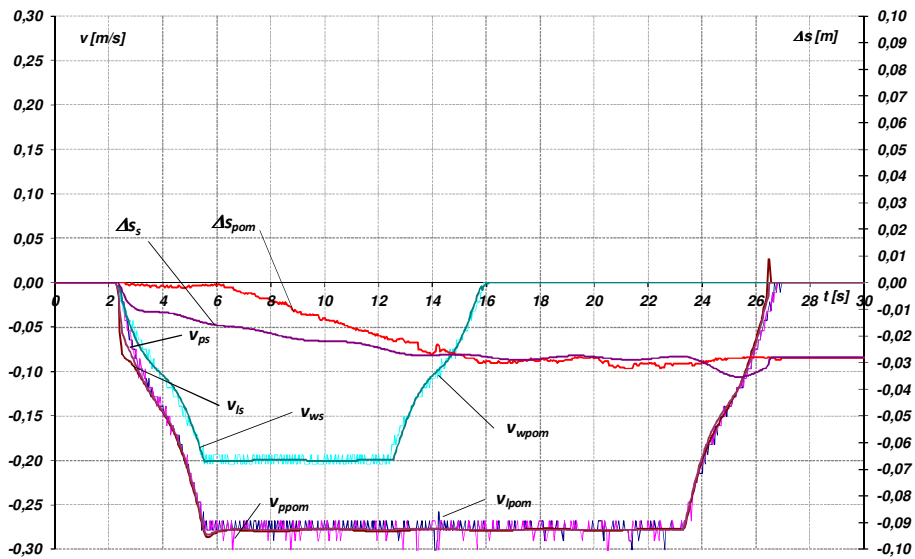


Rys. 5.23c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

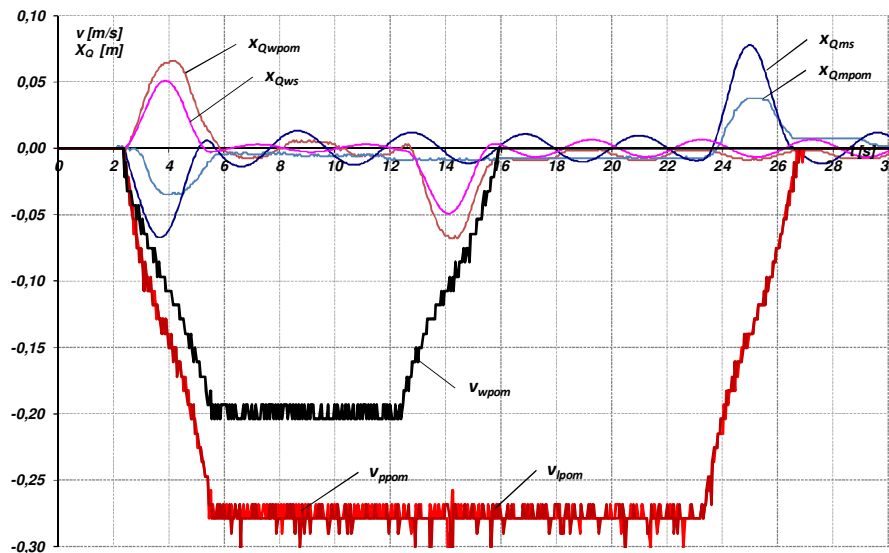
5.5. Weryfikacja modelu suwnicy



Rys. 5.24a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu



Rys. 5.24b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych



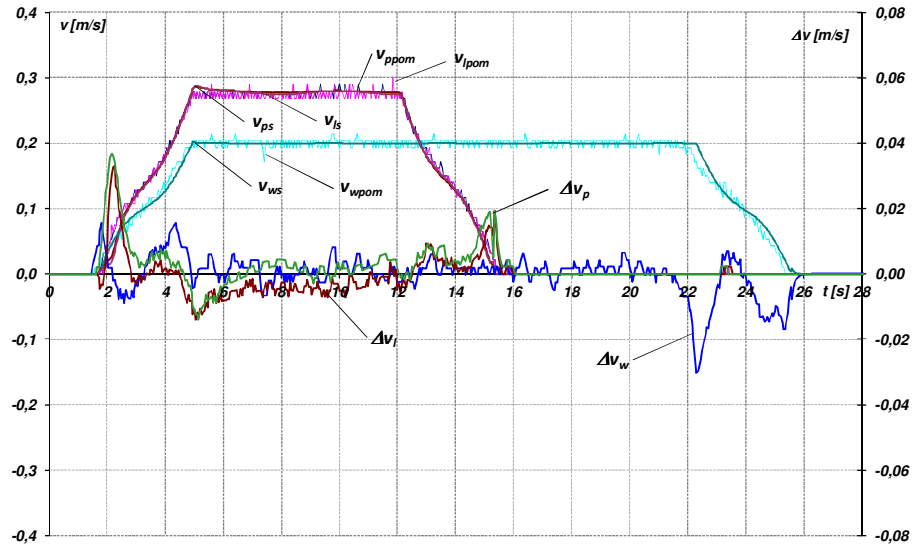
Rys. 5.24c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Na rysunku 5.24 przedstawiony jest cykl pracy suwnicy, w którym dla ujemnych kierunków ruchu obu mechanizmów, przy ich równoczesnym starcie, wózek kończy ruch w czasie ruchu ustalonego mostu. Transportowany ładunek ma masę 5000 kg. Trajektoria ruchu dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy suwnicy na rysunku 5.18 oznaczona jest jako 6.

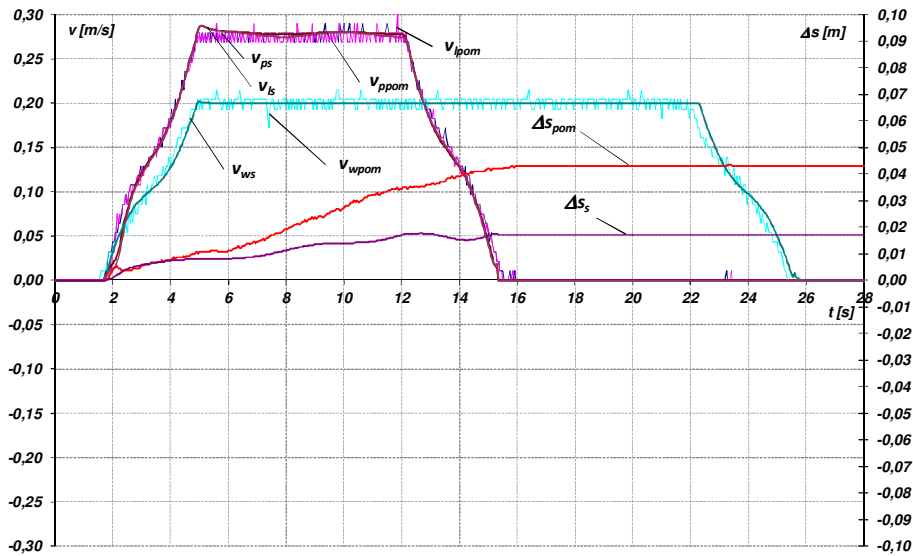
Na rysunku 5.25 przedstawiony jest cykl pracy suwnicy, w którym dla dodatnich kierunków ruchu obu mechanizmów, przy ich równoczesnym starcie, most kończy ruch w czasie ruchu ustalonego wózka. Transportowany ładunek ma masę 5000 kg. Trajektoria ruchu dla tego przypadku pracy mechanizmów jazdy suwnicy oznaczona jest jako 7 na rysunku 5.18.

Wszystkie badane przebiegi symulacyjne wykazują dużą zgodność z badaniami eksperymentalnymi, zarówno pod względem uzyskiwanych wartości, jak i charakterów zmian. Większe uchyby w wartościach prędkości i kąta ukosowania uzyskano w przebiegu oznaczonym na rysunku 5.18 jako 7. Wynikają one z parametrów geometrycznych toru po jednej stronie hali oraz dużej sztywności mostu suwnicy, które powodują chwilową utratę kontaktu kół z szyną.

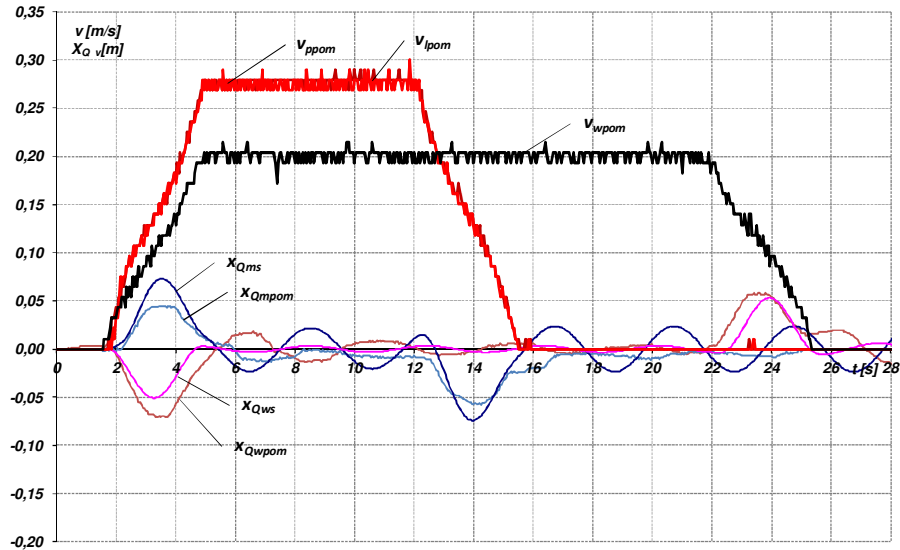
5.5. Weryfikacja modelu suwnicy



Rys. 5.25a. Przebiegi prędkości czołownic i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych oraz uchybów prędkości dla modelu



Rys. 5.25b. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz różnicy przemieszczeń czołownic uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych



Rys. 5.25c. Przebiegi prędkości czołownic i wózka oraz wahań ładunku w kierunku ruchu mostu i wózka uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Dla całego cyklu roboczego wyznaczono wartości różnicy prędkości rzeczywistej i modelowej w poszczególnych punktach pomiarowych oddalonych od siebie o stałe odstępy czasu Δt , ich przebiegi czasowe przedstawiono na rysunkach 5.19-5.25, a ich wartości w każdym kroku są obliczane zgodnie z poniższymi zależnościami:

$$\Delta v_p = v_{ppom} - v_{ps} \quad [m/s] \quad (5.24)$$

$$\Delta v_l = v_{lpom} - v_{ls} \quad [m/s] \quad (5.25)$$

$$\Delta v_w = v_{wpom} - v_{ws} \quad [m/s] \quad (5.26)$$

Zgodnie z przyjętymi wcześniej oznaczeniami indeksy l i p oznaczają odpowiednio lewą i prawą czołownicę, w – wózek, a rozszerzenia indeksów – badania eksperymentalne (pom) lub symulacyjne (s).

W celu określenia dokładności modelu suwnicy wprowadzono współczynniki dokładności odwzorowania poszczególnych wielkości fizycznych. Wskaźniki dokładności odwzorowania poszczególnych prędkości określają bezwymiarowe współczynniki Wv_l , Wv_p , Wv_w wyznaczone zgodnie z poniższymi zależnościami:

$$Wv_p = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta v_p|}{v_{ppom_u}} \cdot 100\% \quad (5.27)$$

$$Wv_l = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta v_l|}{v_{lpom_u}} \cdot 100\% \quad (5.28)$$

$$Wv_w = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta v_w|}{v_{wpom_u}} \cdot 100\% \quad (5.29)$$

gdzie:

n - ilość punktów pomiarowych w jednym zarejestrowanym cyklu roboczym.

Symbole wprowadzone w mianowniku określają wartości prędkości ustalonych dla poszczególnych mechanizmów suwnicy.

Dla określenia dokładności odwzorowania ukosowania suwnicy w czasie ruchów roboczych wprowadzony został współczynnik $W\Delta_s$ będący miarą niedokładności takiego odwzorowania. Współczynnik ten jest obliczany według poniższego wzoru:

$$W\Delta_s = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta_{spom} - \Delta_{ss}|}{\Delta_{s_max}} \cdot 100\% \quad (5.30)$$

gdzie:

Δ_{spom} - względne wyprzedzenie czołownic z pomiarów na rzeczywistej suwnicy,

Δ_{ss} - względne wyprzedzenie czołownic z badań symulacyjnych,

Δ_{s_max} - maksymalne dopuszczalne względne wyprzedzenie czołownic wynikające z rozpiętości suwnicy i dopuszczalnego luzu pomiędzy obrzeżami kół a torami.

5.5. Weryfikacja modelu suwnicy

Podobnie określone są współczynniki związane z wahaniami ładunku w obu kierunkach ruchu, a mianowicie:

$$Wx_{Qm} = \frac{\sum_{i=1}^n |x_{Qmpom} - x_{Qms}|}{x_{Qm_max}} \cdot 100\% \quad (5.31)$$

$$Wx_{Qw} = \frac{\sum_{i=1}^n |x_{Qwpom} - x_{Qws}|}{x_{Qw_max}} \cdot 100\% \quad (5.32)$$

Obliczone w powyższy sposób współczynniki dla przypadków ruchu przedstawionych na rysunkach 5.19-5.25 przedstawia tabela 5.3. Pod wartościami wskaźników przedstawiono średnie uchyby liczone tak jak w licznikach wzorów (5.27) do (5.32).

Tabela 5.3

Przypadek Nr	WΔs		Wv _l		Wv _p		Wv _w		Wx _{Qm}		Wx _{Qw}	
1	3,26	%	1,07	%	0,99	%	1,20	%	7,91	%	13,41	%
	0,0029	m	0,0030	m/s	0,0028	m/s	0,0034	m/s	0,0047	m	0,0067	m
2	3,94	%	0,84	%	1,19	%	1,15	%	12,35	%	15,33	%
	0,0035	m	0,0023	m/s	0,0033	m/s	0,0032	m/s	0,0074	m	0,0077	m
3	9,65	%	2,57	%	2,27	%	0,95	%	23,92	%	16,32	%
	0,0085	m	0,0072	m/s	0,0063	m/s	0,0027	m/s	0,0144	m	0,0082	m
4	2,06	%	0,59	%	0,65	%	0,80	%	12,53	%	12,15	%
	0,0018	m	0,0017	m/s	0,0018	m/s	0,0022	m/s	0,0075	m	0,0061	m
5	4,39	%	1,17	%	1,06	%	0,68	%	15,86	%	12,01	%
	0,0039	m	0,0033	m/s	0,0030	m/s	0,0019	m/s	0,0095	m	0,0060	m
6	4,98	%	1,23	%	1,05	%	0,50	%	17,70	%	13,48	%
	0,0044		0,0034		0,0030		0,0014		0,0106		0,0067	
7	20,03	%	0,84	%	0,93	%	1,15	%	22,66	%	19,49	%
	0,0176		0,0024		0,0026		0,0032		0,0136		0,0097	

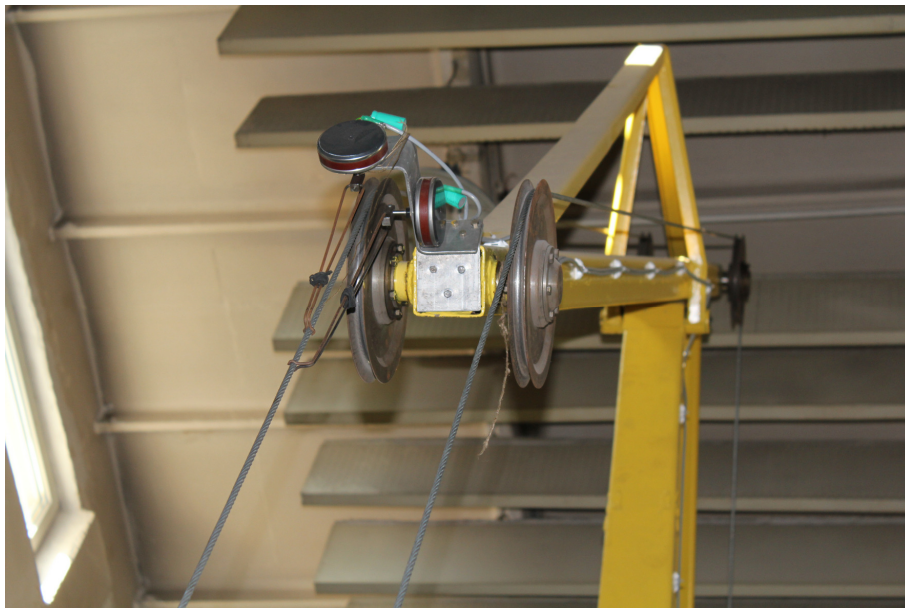
5.6. Weryfikacja modelu ładunku długiego

Do weryfikacji opisanego w rozdziale 4.6 modelu ładunku długiego wykorzystano urządzenia laboratoryjne pracujące w hali Zakładu MRNiS, a mianowicie żuraw wypadowy o zasięgu 6 m i udźwigu 500 kg oraz suwnicę pomostową o rozpiętości 10 m i udźwigu 5 t. Rozmieszczenie urządzeń przedstawia fotografia 5.10.



Fot. 5.10. Rozmieszczenie urządzeń do weryfikacji modelu

Oba urządzenia wyposażone są w potencjometryczne układy pomiarowe wahań ładunku. Układ pomiaru wahań ładunku dla suwnicy opisany został w rozdziale 5. Pomiar wahań ładunku zawieszonego pod dziobem żurawia wypadowego oparto na takiej samej zasadzie jak w przypadku podobnego układu w suwnicy. Układ pomiarowy przedstawia fotografia 5.11. Jednoobrotowe potencjometry związane poprzez przeguby ze ślizgaczami współpracującymi z linami zapewniają niezależny pomiar wahań w kierunku ruchu wypadu i obrotu.



Fot. 5.11. Układ pomiarowy pomiaru wahań ładunku żurawia

Oprócz kątów wychYLENIA ładunku układ wyposażono w czujnik siły o zakresie do 500 N, który pozwolił zarejestrować siłę, z jaką wychylany był ładunek w chwili początkowej badań. Wielkościami mierzonymi w czasie weryfikacji były:

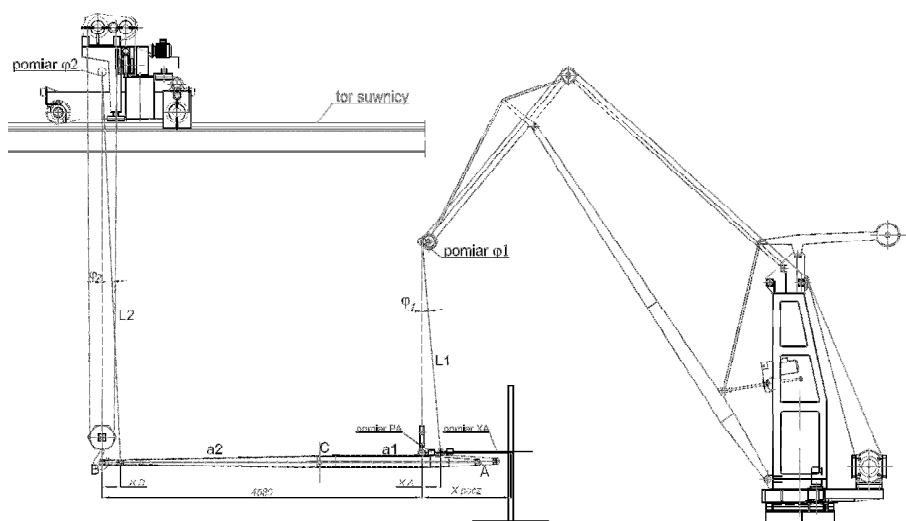
- φ_1 - kąt wychYLENIA lin żurawia w kierunku wypadu,
- φ_2 - kąt wychYLENIA lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- PA - siła, z jaką wychylono ładunek,
- φ_3 - kąt wychYLENIA lin żurawia w kierunku obrotu,
- φ_4 - kąt wychYLENIA lin suwnicy w kierunku ruchu wózka,

zgodnie ze szkicem przedstawionym na rysunku 5.26 i 5.27.

5.6. Weryfikacja modelu ładunku długiego

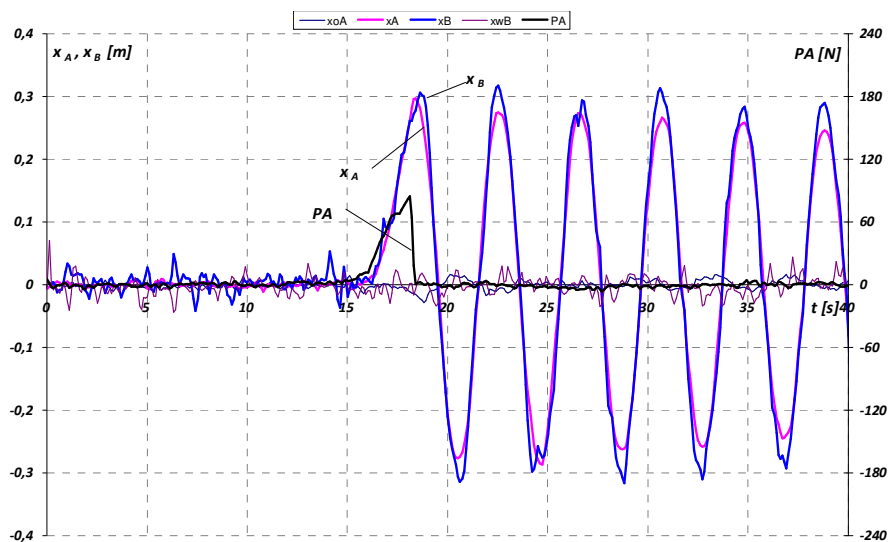
W oparciu o powyższe pomiary, jak również pomiary dodatkowe, jak reakcje w punktach podporowych (RA i RB), wyznaczone zostały następujące wielkości:

- l_1, l_2 - długości lin dla obu urządzeń,
- a_1, a_2 - położenie środka ciężkości C badanego dźwigara,
- ω_1 - prędkość kątowna lin żurawia w kierunku wypadu,
- ω_2 - prędkość kątowna lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- x_A - wychylenie lin żurawia w kierunku wypadu,
- x_B - wychylenie lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- y_A - uniesienie haka lin żurawia,
- y_B - uniesienie haka lin suwnicy,
- α - kąt pochylenia osi łączącej punkty zaczepienia haków.

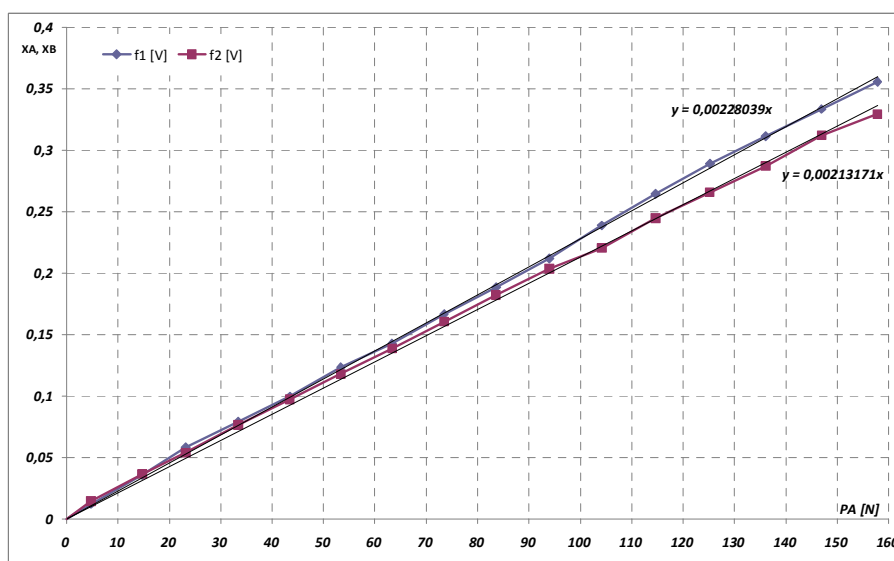


Rys. 5.26. Schemat stanowiska do weryfikacji modelu ładunku długiego

5.6. Weryfikacja modelu ładunku długiego



Rys. 5.29. Przebiegi wychyleń ładunku przy wymuszeniu siłą PA



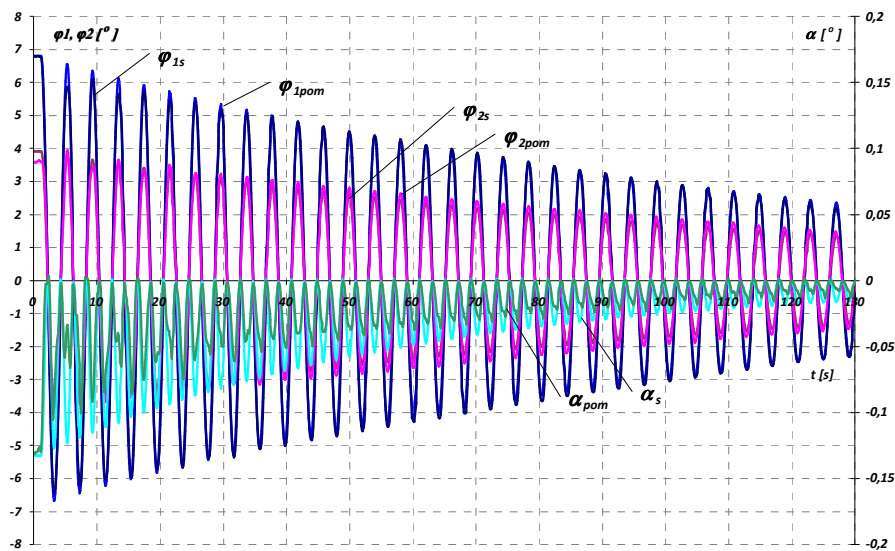
Rys. 5.30. Wykres zależności między siłą PA i kątami wychYLENIA ładunku dla lin o długościach $L_1 = 3,033$ m, $L_2 = 5,548$ m

Weryfikacja modelu odbywała się w czasie cyklu wychyleń wahadła trwającym 130 s przy różnych długościach lin trzymających punkty A i B (poziomach zawieszenia ładunku). Przedstawione przebiegi są uśrednioną

wartością serii pomiarowych, natomiast przebiegi modelowe wynikają z wymuszenia identycznego jak dla układu rzeczywistego. Do porównania przyjęto następujące wielkości:

- φ_1 - kąt wychylenia lin żurawia w kierunku wypadu,
- φ_2 - kąt wychylenia lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- α - kąt pochylenia osi łączącej punkty zaczepienia haków,
- ω_1 - prędkość kątowna lin żurawia w kierunku wypadu,
- ω_2 - prędkość kątowna lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- ω - prędkość kątowna ładunku w płaszczyźnie pionowej.

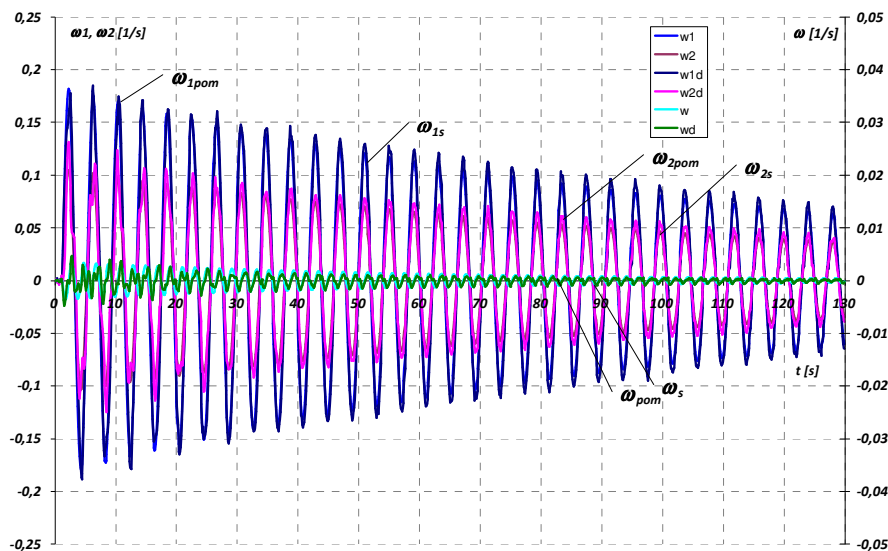
Indeksy „s” i „pom” oznaczają odpowiednio przebiegi symulacyjne i eksperymentalne. Przykładowe przebiegi dla najniższego poziomego zawieszenia ładunku przedstawiają rysunki 5.31 i 5.32.



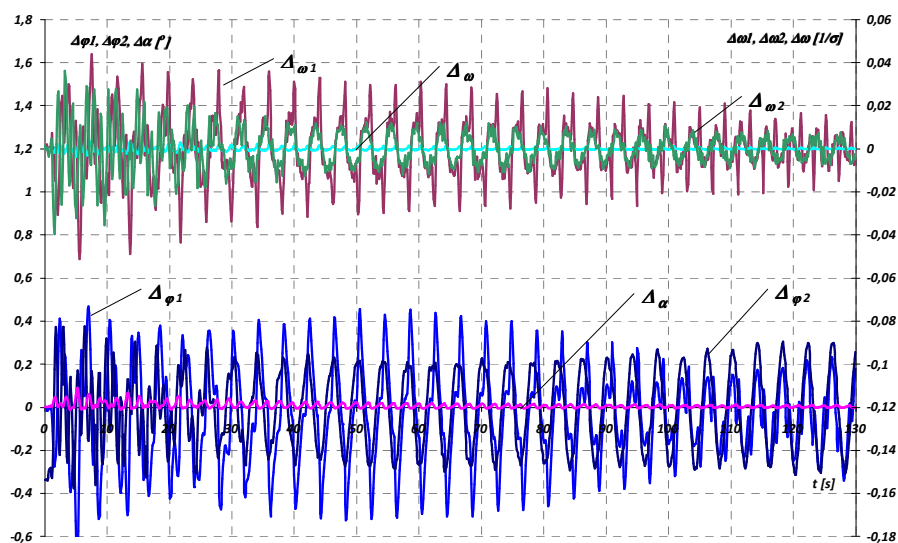
Rys. 5.31. Porównanie przebiegów kątów φ_1, φ_2 i α

Jak widać, model wykazuje dużą zgodność zarówno w zakresie częstotliwości drgań, jak i amplitud poszczególnych, prezentowanych zmiennych. Na potwierdzenie tego, na rysunku 5.33 przedstawiono przebiegi uchybów prezentowanych powyżej wielkości fizycznych.

5.6. Weryfikacja modelu ładunku długiego



Rys. 5.32. Porównanie przebiegów prędkości ω_1, ω_2 i ω



Rys. 5.33. Przebieg uchybów dla kątów i prędkości kątowych ładunku i lin

Chwilowe uchyby są liczone jako różnica wartości z pomiarów eksperymentalnych oraz symulacji i mają wymiar porównywanych wielkości:

$$\Delta\omega = \omega_{\text{pom}} - \omega_s \quad [1/s] \quad (5.33)$$

$$\Delta\omega = \omega_{\text{pom}} - \omega_s \quad [^\circ] \quad (5.34)$$

$$\Delta\alpha = \alpha_{\text{pom}} - \alpha_s \quad [^\circ] \quad (5.35)$$

Wprowadzono również wskaźniki dokładności odwzorowania poszczególnych wielkości fizycznych oraz wskaźnik dokładności całego modelu wyznaczone zgodnie z poniższymi zależnościami:

$$W\omega_1 = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\omega_1|}{\omega_{1\text{max}} - \omega_{1\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.36)$$

$$W\omega_2 = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\omega_2|}{\omega_{2\text{max}} - \omega_{2\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.37)$$

$$W\omega = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\omega|}{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.38)$$

$$W\varphi_1 = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\varphi_1|}{\varphi_{1\text{max}} - \varphi_{1\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.39)$$

$$W\varphi_2 = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\varphi_2|}{\varphi_{2\text{max}} - \varphi_{2\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.40)$$

$$W\alpha = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta\alpha|}{\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}} \cdot 100\% \quad (5.41)$$

gdzie:

n - ilość punktów pomiarowych w jednym zarejestrowanym cyklu roboczym.

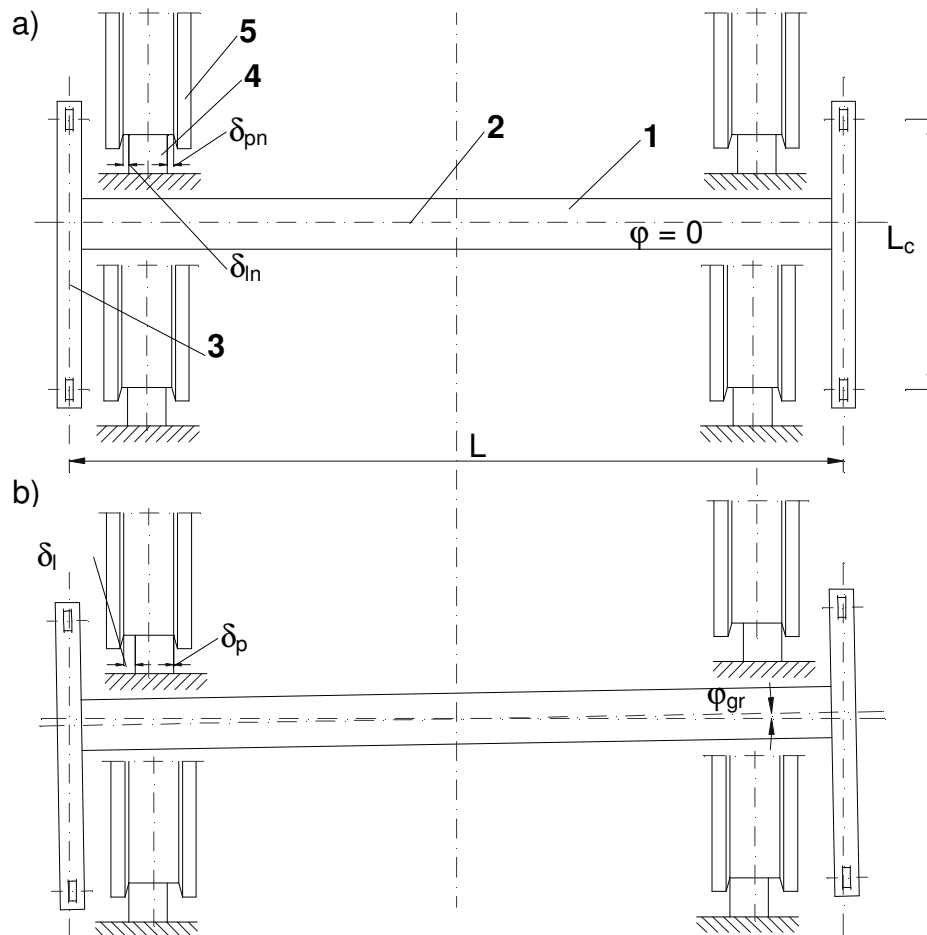
Obliczone w powyższy sposób współczynniki dla trzech różnych poziomów ładunku przedstawiono w tabeli 5.4.

Tabela 5.4

Poziom	$W\omega_1$	$W\omega_2$	$W\omega$	$W\varphi_1$	$W\varphi_2$	$W\alpha$
1	2,90%	2,60%	5,76%	1,36%	2,03%	6,76%
2	4,63%	3,85%	5,67%	3,01%	2,98%	6,18%
3	5,46%	4,49%	5,32%	3,75%	3,94%	5,71%

6. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy

Jednym ze zjawisk zachodzących podczas jazdy suwnicy jest jej ukosowanie. Jeżeli ustrój nośny suwnicy (1) zajmuje położenie inne od położenia idealnego (rys. 6.1a), to mówimy wówczas, że suwnica jest ukosowana.



Rys. 6.1. Określenie ukosowania suwnicy:
a) przypadek położenia idealnego,
b) przypadek granicznego kąta ukosowania

Położenie idealne definiujemy jako takie, gdzie oś wzdłużna ustroju nośnego (2) jest prostopadła do osi torowiska (3); taki stan występuje w czasie ruchu suwnicy bardzo rzadko. Można zatem przyjąć, że ukosowanie jest zjawiskiem ciągłym, które występuje w czasie całego cyklu roboczego suwnicy.

Zmiana położenia suwnicy względem toru wynika z szeregu obiektywnych przyczyn, z których jako najważniejsze można wymienić:

- niedokładności geometryczne elementów konstrukcyjnych i napędowych, które wynikają z tolerancji wykonania torowisk i ustrojów nośnych z mechanizmami jazdy oraz ze zużycia,
- siły oporów toczenia, tarcia obrzeży,
- siły napędowe, tzn. niejednakowe charakterystyki indywidualnych mechanizmów jazdy, rodzaj funkcji wymuszającej, podatność elementów przenoszących napęd w przypadku napędów centralnych,
- poziome siły bezwładności,
- położenie lub zmiana położenia wózka na moście suwnicy,
- wahania ładunku,
- parcie wiatru (w przypadku suwnic pracujących na wolnym powietrzu).

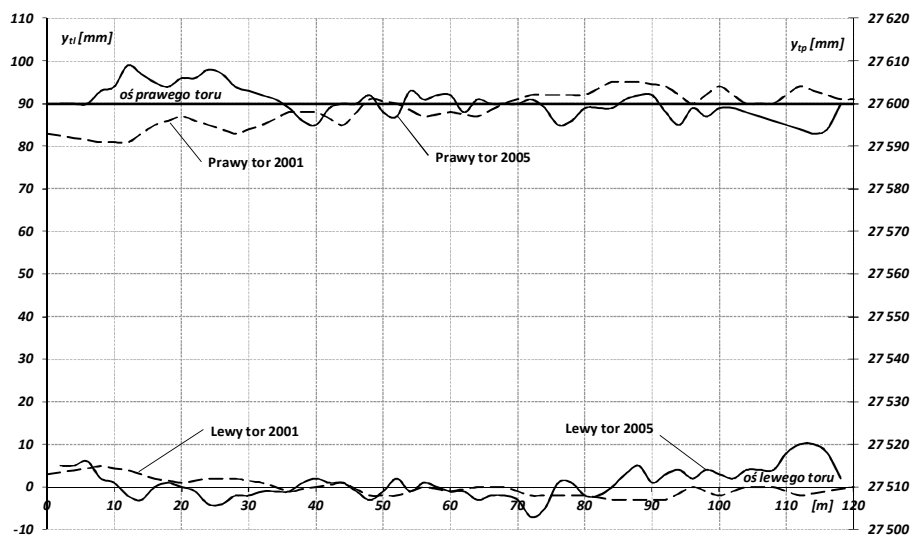
Powyższe przyczyny powodują wzajemne przesunięcie linii działania wypadkowych sił poziomych. Skutkuje to powstawaniem momentu sił poziomych, który wymusza obrót suwnicy określony jej kątem ukosowania φ lub odległościami pomiędzy główką szyny (4) a obrzeżami kół (5) δ_l i δ_p . Do wartości pewnego kąta granicznego (φ_{gr}), wynikającego z luzu między główką szyny a obrzeżami kół jezdnych (δ_{ln} i δ_{pn}) występują siły boczne będące efektem poślizgu powierzchni tocznych kół z szynami, natomiast po przekroczeniu tego kąta na stykach powierzchni prowadzących (obrzeży) kół jezdnych z szynami powstają tzw. siły prowadzące, które są znacznie większe od sił bocznych.

Siły prowadzące są tymi, które powinny być eliminowane z obciążeń suwnicy, ponieważ konsekwencją ich występowania jest szereg niekorzystnych zjawisk, takich jak:

- zwiększenie obciążenia ustroju nośnego suwnicy i powstawanie odkształceń sprężystych ustroju,
- większe zużycie energii przez mechanizm jazdy,

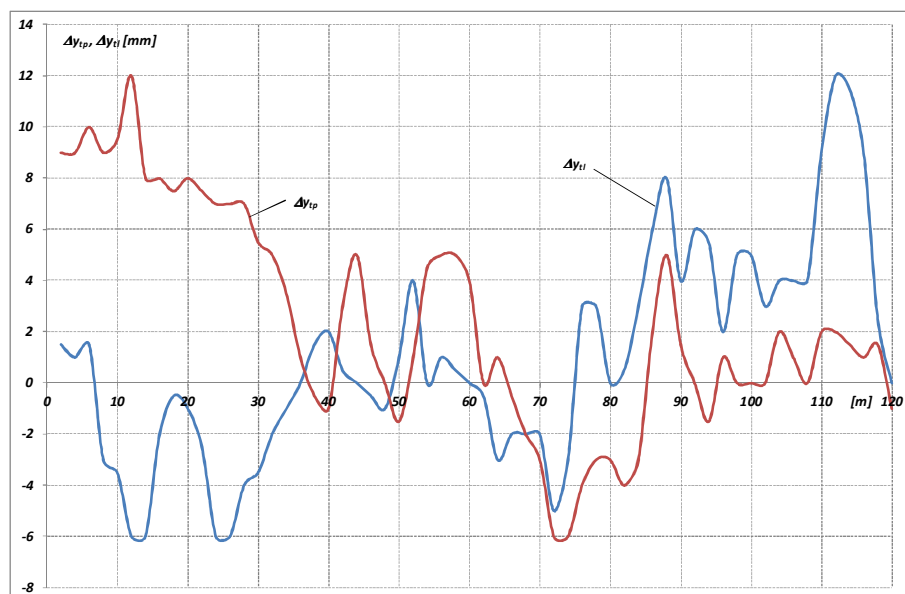
- szybsze zużywanie się kół jezdnych i szyn torowiska,
- przemieszczanie się (odkształcanie) torów podsuwnicowych,
- pogorszenie jakości prowadzenia ładunku wraz ze zmniejszeniem dokładności pozycjonowania suwnicy.

Dowodem tego, że długotrwała praca suwnicy z ukosowaniem powoduje tarcie obrzeży oraz powoduje kosztowne do usunięcia szkody związane z odkształcaniem się torów i niszczeniem obrzeży kół jezdnych są poniższe przykładowe rysunki i fotografie. Przedstawiono na nich efekty ukosowania po 4 letniej pracy urządzenia. Na rysunku 6.2 przedstawiono wyniki pomiarów geometrii torów suwnicy o rozpiętości 27 m i długości torów około 120 m. Przesunięcia torów Δy_{tp} i Δy_{tl} w obszarach najczęstszego użytkowania suwnicy osiągają wartości kilkunastu milimetrów, co przedstawiono na rysunku 6.3.



6.2. Przykładowe odkształcenie torów w ciągu 4 lat eksploatacji suwnicy pomostowej

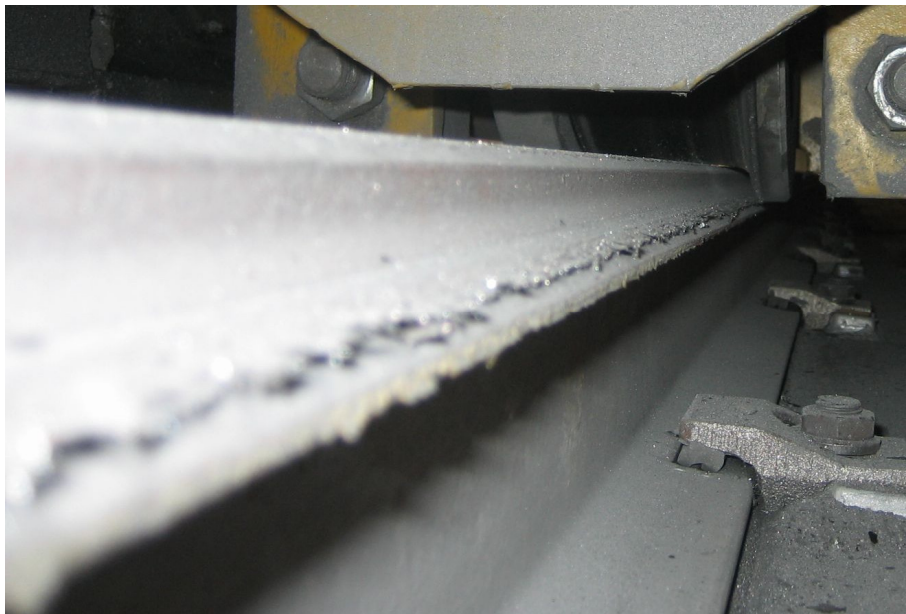
6.1. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy



Rys. 6.3. Zmiana położenia torów w ciągu 4 lat



Fot. 6.1. Powierzchnie boczne główek torów oraz obrzeża kót



Fot. 6.2. Powierzchnie boczne główek torów oraz obrzeża kół



Fot. 6.3. Zniszczenie szyny

Szkody wynikające z ukosowania przedstawiają powyższe fotografie. Na fotografiach 6.1 i 6.2 widoczne są ubytki powierzchni bocznych główek torów oraz obrzeży kół skrawane w czasie ich wzajemnego kontaktu. Fotografia 6.3 przedstawia rozwarstwienie i łuszczenie się górnej warstwy główki szyny będące wynikiem dodatkowych naprężeń wywołanych kontaktem toru z obrzeżami kół jezdnych.

Ograniczenie ukosowania realizuje się w praktyce poprzez zastosowanie tzw. ograniczników ukosowania, które wpływają na siły napędowe jazdy lub wyłączają zasilanie suwnicy po przekroczeniu maksymalnego kąta ukosowania wynikającego z dopuszczalnych naprężeń od sił bocznych.

Stosuje się następujące rodzaje ograniczników:

- ograniczniki ukosowania sprężystego (od odkształceń sprężystych ustroju nośnego). Zabezpieczają one tylko ustroje nośne suwnic. Powinno się je instalować na tych suwnicach, których ustroje nie są obliczone na przenoszenie maksymalnych sił prowadzących. Ich celem jest ograniczenie ukosowania do wartości przyjętych w obliczeniach;
- ograniczniki ukosowania całkowitego (będącego sumą ukosowania sprężystego i ukosowania wynikającego ze swobodnego obrotu ustroju nośnego suwnicy). Powinny one zabezpieczyć jednakowe przemieszczanie się podpór lub czołownic. Należy je instalować tam, gdzie wymagana jest duża dokładność przemieszczania ładunku np. w takich maszynach, jak:

suwnice montażowe,

bramowe suwnice stoczniowe,

suwnice kontenerowe.

Ograniczniki mogą być również instalowane na wszelkich suwnicach pomostowych w celu zmniejszenia zużycia się obrzeży kół jezdnych i szyn torowiska.

Niezależnie od rodzaju i zasady działania ogranicznika ukosowania, ograniczenie lub zmniejszenie ukosowania suwnicy może odbywać się tylko poprzez odpowiednią zmianę sił napędowych jazdy, powodującą pożądaną zmianę sił poziomych działających na ustrój nośny suwnicy.

W związku z tym układy ograniczania ukosowania muszą charakteryzować się:

- odpowiednim działaniem na układ napędowy, którego efektem jest ograniczenie ukosowania ustroju nośnego suwnicy,
- wysoką niezawodnością,
- prostotą regulacji,

- ciągłym oddziaływaniem na mechanizm jazdy (ograniczniki ukosowania całkowitego),
- dokonywaniem ciągłej oceny stanu ukosowania suwnicy w oparciu o pomiar odpowiednich wielkości,
- możliwie prostym, takim, który nie utrudnia normalnej eksploatacji i niewrażliwym na zakłócenia zewnętrzne pomiarem ukosowania.

Bardzo ważną rolę w ograniczaniu ukosowania pełnią układy pomiarowe, dające informację o wielkości kąta ukosowania. Stosowane układy pomiarowe można, w zależności od rodzaju wielkości mierzonych, podzielić na:

1. Układy pomiarowe przemieszczeń ustroju nośnego suwnicy względem torowiska (nieruchomy układ odniesienia), które mierzą:
 - a) całkowite wzajemne przemieszczenie podpór w kierunku ruchu mostu,
 - b) odległości elementów prowadzących od główek szyn.

W przypadku „a” pomiar może być dokonywany w sposób dyskretny lub ciągły. Przy pomiarze dyskretnym wzdłuż torowiska po obu stronach umieszcza się w jednakowych odstępach punkty kontrolne, na podporach suwnicy stykowe lub bezstykowe czujniki odbierają przy mijaniu kolejnych punktów kontrolnych sygnały, których liczba lub jednoczesność świadczy o różnicy dróg przebytych przez podpory. Rolę punktów kontrolnych spełniają magnesy stałe (czujniki bezstykowe) lub krzywki sterujące (czujniki stykowe).

Natomiast w przypadku „b” pomiaru dokonuje się przy użyciu czujników stykowych lub bezstykowych umieszczonych na jednej lub obu podporach. Najczęściej wykorzystywane są oporniki suwakowe lub wyłączniki krańcowe sprzężone z rolkami toczącymi się po bocznej powierzchni główki szyny. Inne rozwiązania to czujniki indukcyjne lub echosondy (nadajnik i odbiornik ultradźwięków).

2. Układy pomiarowe przemieszczeń wybranych punktów ustroju nośnego względem punktu związanego z jedną z podpór (ruchomy układ odniesienia), które mierzą:
 - a) sprężyste wyprzedzenie podpór,
 - b) przemieszczenie wybranego punktu dźwigara względem punktu związanego z podporą.

3. Układy pomiarowe obciążeń ustroju nośnego wywołanych ukosowaniem, mierzące wartości sił bocznych i prowadzących, działających na koła jezdne lub dodatkowe elementy prowadzące. W układach takich mierzy się siły działające na zespoły krążków prowadzących lub używa czujników sił bocznych i prowadzących w postaci sprężyn talerzowych osadzonych na osiach kół jezdnych suwnicy. Układy te są mało przydatne, ponieważ trudno jest rozróżnić przyczyny powstawania sił, tzn. czy wywołało je ukosowanie, czy np. rozruch jazdy wózka.

6.1. Badania symulacyjne kompensacji ukosowania

W celu przedstawienia wpływu układu sterowania mechanizmem jazdy suwnicy na eliminację ukosowania zostaną przedstawione następujące przypadki pracy mechanizmów:

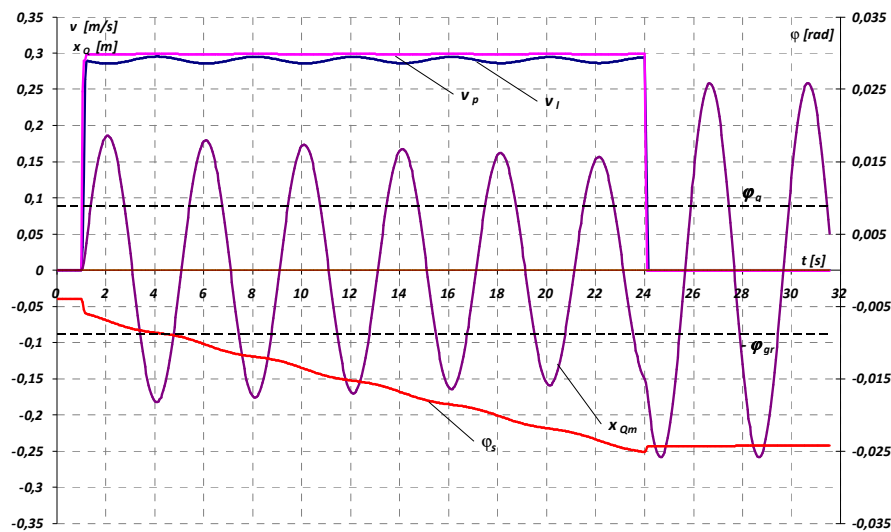
- napęd silnikami klatkowymi sterowanymi stycznikowo (układ bez układu kompensacji,
- układ z silnikami klatkowymi zasilanymi przetwornicami częstotliwości z regulacją prędkości (wewnętrzne sprzężenie zwrotne),
- układ z silnikami klatkowymi zasilanymi przetwornicami częstotliwości z regulacją prędkości oraz z regulacją położeń czołownic suwnicy,
- układ z silnikami klatkowymi zasilanymi przetwornicami częstotliwości z regulacją prędkości z kompensacją ukosowania.

W celu umożliwienia porównania przebiegów zaprezentowano maksymalnie niekorzystne warunki pracy mechanizmu, czyli początkowy kąt ukosowania równy połowie kąta granicznego, wózek obciążony maksymalnym ładunkiem przy tej czołownicy, która jest cofnięta. Drogi pokonane w prezentowanych przebiegach wynoszą około 6 m.

Na rysunkach prezentujących badania symulacyjne przedstawione są przebiegi zmian prędkości obu czołownic v_l i v_p , wychylenia ładunku w kierunku ruchu mostu x_{Qm} oraz kąta ukosowania φ_s suwnicy wraz z wartościami granicznymi φ_{gr} tego kąta związanego z luzem pomiędzy obrzeżami kół a szynami.

Układy napędowe jazdy mostu napędzane silnikami klatkowymi sterowanymi stycznikowo są wyjątkowo podatne na występowanie zjawiska ukosowania ze względu na ich pracę na naturalnych charakterystykach mechanicznych silników. Na rysunku 6.4 widoczne jest wyraźnie gwałtowne pogłębianie się kąta ukosowania

aż do wartości trzykrotnie większej od granicznych kątów ukosowania dopuszczalnych dla danej suwnicy, czyli już od około 5 s ruch odbywałby się w kontakcie obrzeże szyna. Przekroczenie wartości granicznych było możliwe dzięki pominięciu w modelu oporów obrzeży (suwnica była modelowana jakby jeździła na kołach bez obrzeży).



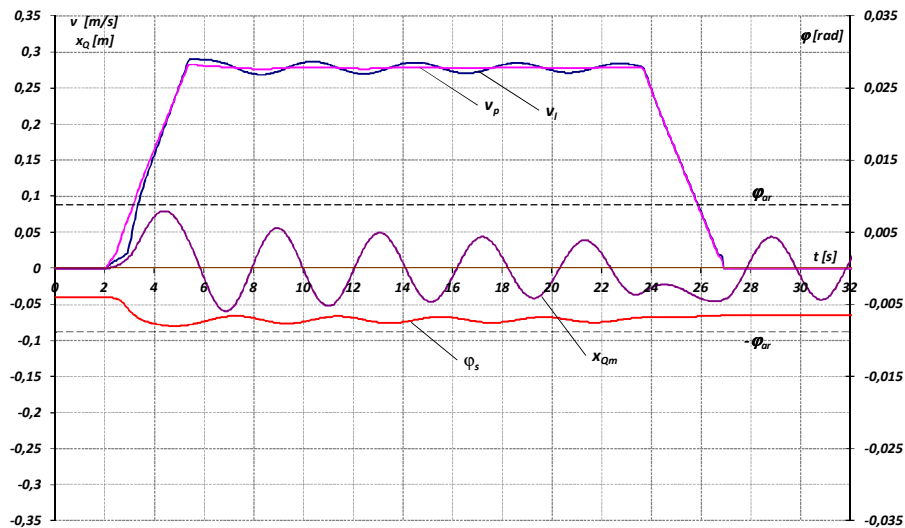
Rys. 6.4. Przebiegi prędkości czołownic v_l i v_p , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania φ_s dla stycznowego sterowania mechanizmu jazdy

Wprowadzenie układów falownikowych do napędów jazdy suwnic umożliwiło znaczną poprawę prowadzenia suwnicy po torach. Przypadki kontaktu szyny z obrzeżami kół zdarzać się mogą tylko okazjonalnie w wyjątkowych przypadkach (np. wznowienie pracy po braku zasilania, czy niedokładności wykonania toru).

Potwierdzeniem korzystnego zachowania się ustroju suwnicy zasilanej przez falowniki może być rysunek 6.5 przedstawiający interesujące nas wielkości dla układu sterowanego sygnałem proporcjonalnym do zakładanej prędkości mostu. Kąt ukosowania co prawda nieznacznie rośnie w czasie cyklu roboczego, ale nie przekracza wartości granicznych kąta φ_s .

Możliwa jest metoda kompensacji ukosowania, która oparta jest o pomiar położenia obu czołownic w czasie cyklu roboczego i polega na ciągłej regulacji ich położenia. Metoda ta nie może znaleźć zastosowania w sterowaniu ręcznym, choćby ze względu na brak informacji o zakładanym położeniu czołownic w każdej

chwili cyklu. Metoda ta jest de facto metodą regulacji położenia suwnicy na torze, a kompensacja ukosowania przebiega niejako „przy okazji”.



Rys. 6.5. Przebiegi prędkości czołownic v_l i v_p , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania ϕ_s dla falownikowego napędu mechanizmu jazdy

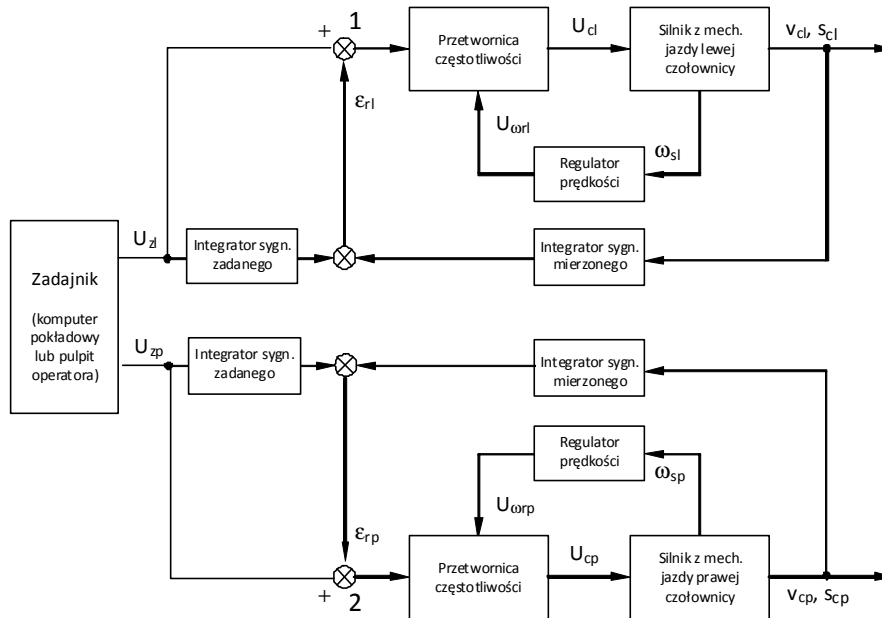
Odpowiednio skonfigurowany układ pomiarowy położenia czołownic na torach (opisany w rozdziale 5.2) daje w każdej chwili informację o położeniu lewej i prawej czołownicy. Porównanie tego sygnału z wartością zadaną położenia uzyskaną z całkowania sygnału sterującego proporcjonalnego do zadanej prędkości U_{zp} i U_{zl} daje wartości uchybów położenia obu czołownic odpowiednio ε_{rl} i ε_{rp} .

Schemat na rysunku 6.6 przedstawia układ regulacji położenia czołownic suwnicy pomostowej przedstawiony w pracy [14].

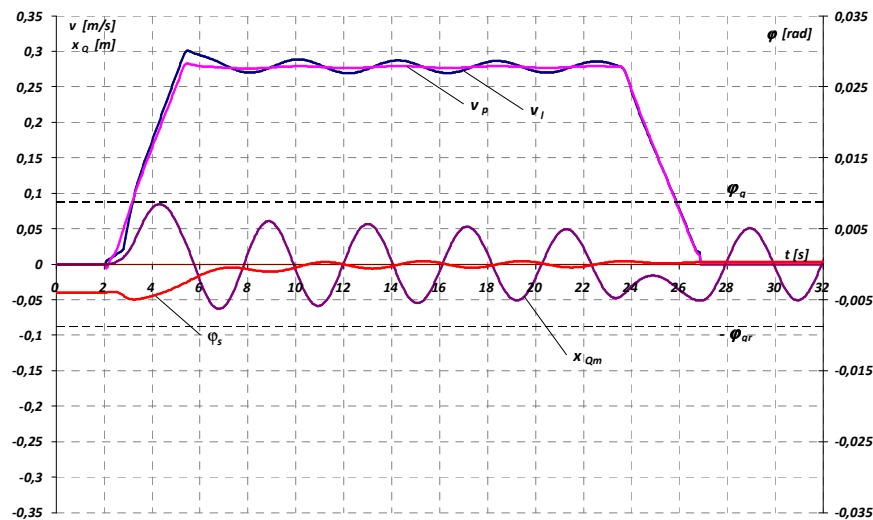
Wielkość ukosowania w każdej chwili można uzyskać obliczając różnicę wskazań układów pomiarowych obu czołownic, która jest proporcjonalna do kąta ukosowania suwnicy.

Likwidacja uchybu położenia każdej ze stron może zapewnić prowadzenie czołownic równoległe do osi torów, jednak ze względu na sposób pomiaru oraz istnienie imperfekcji geometrycznych torów nie mamy pewności, czy nie występuje przesunięcie równoległe ustroju nośnego suwnicy i praca napędów z kontaktem obrzeży z główkami torów.

6.1. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy

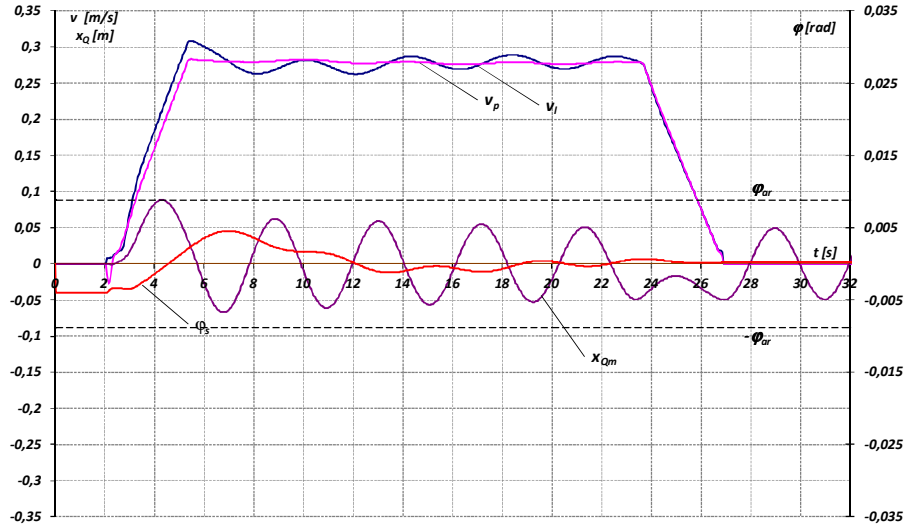


Rys. 6.6. Schemat kompensacji ukosowania dla napędu z regulatorem położenia



Rys. 6.7. Przebiegi prędkości czołownic v_l i v_p , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania φ_s dla falownikowego mechanizmu jazdy z regulatorem położenia typu P

6.1. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy

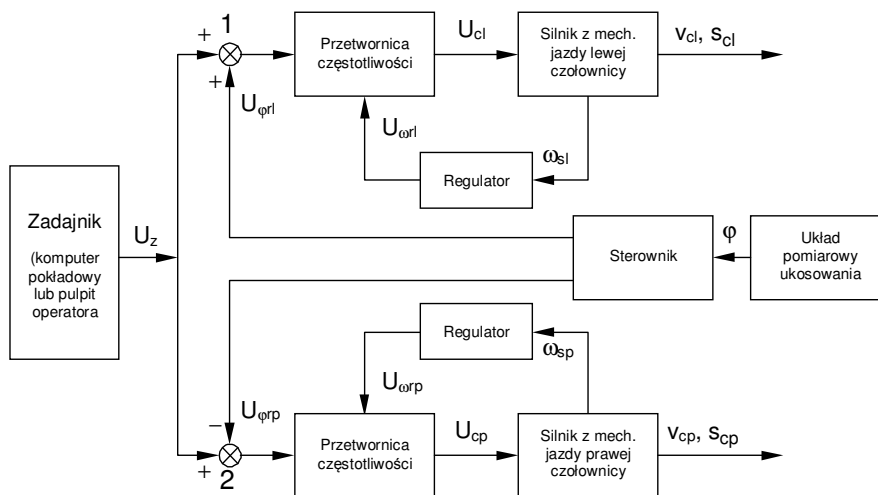


Rys. 6.8. Przebiegi prędkości czołownic v_I i v_P , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania ϕ_s dla falownikowego mechanizmu jazdy z regulatorem położenia typu PID

Jak widać na rysunkach 6.7 i 6.8, początkowy kąt ukosowania jest redukowany do wartości niewielkich i niegroźnych dla konstrukcji suwnicy. W układzie z regulatorem P widoczne jest dość szybkie zmniejszenie kąta ukosowania, natomiast na zakończenie pozostaje niewielki uchyb, na poziomie około 4% kąta granicznego. W przypadku zastosowania regulatora PID uchyb kąta ukosowania jest niezauważalny. Oczywiście należy zawsze rozważyć, czy wprowadzenie regulatora PID jest celowe. Jeśli pod uwagę bierzemy tylko pewność prowadzenia suwnicy po torze rozumianą jako brak kontaktu szyna obrzeże, to regulator typu P będzie wystarczający. Niezależnie od zastosowanego regulatora utrzymuje się wysoka dokładność pozycjonowania (na poziomie poniżej 1 cm) dla obu stron. W przypadku przedstawionego wcześniej układu z wewnętrznym sprzężeniem od prędkości uchyby były około dwukrotnie większe i przez cały cykl roboczy utrzymywało się ukosowanie na podobnym lub większym poziomie, co ukosowanie początkowe.

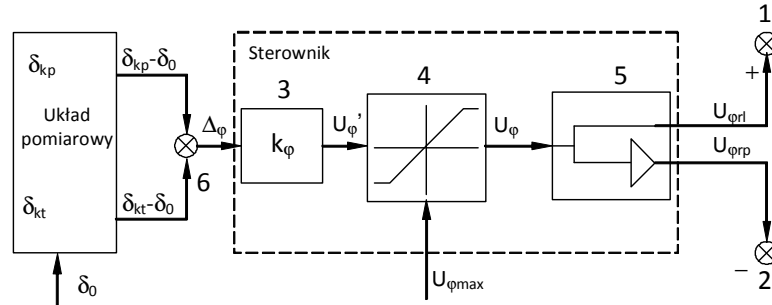
Prawidłowa struktura i parametry układu sterowania mają zasadniczy wpływ na pracę całego układu napędowego. Zatem należy ustalić odpowiednią strukturę układu, korzystną ze względu na oczekiwane efekty, oraz zbadać, które z parametrów układu mają decydujący wpływ na przebieg ukosowania suwnicy w ruchu torowym oraz pracę układu napędowego.

Możliwe jest kompensowanie powstającego podczas ruchów torowych ukosowania przez układ oparty na prostych elementach, który może być zastosowany zarówno w automatycznych, półautomatycznych, jak i ręcznych układach sterowania. Schemat takiego układu z wykorzystaniem napędu falownikowego przedstawia rysunek 6.9.



Rys. 6.9. Schemat układu kompensacji ukosowania dla napędu z przetwornicą częstotliwości

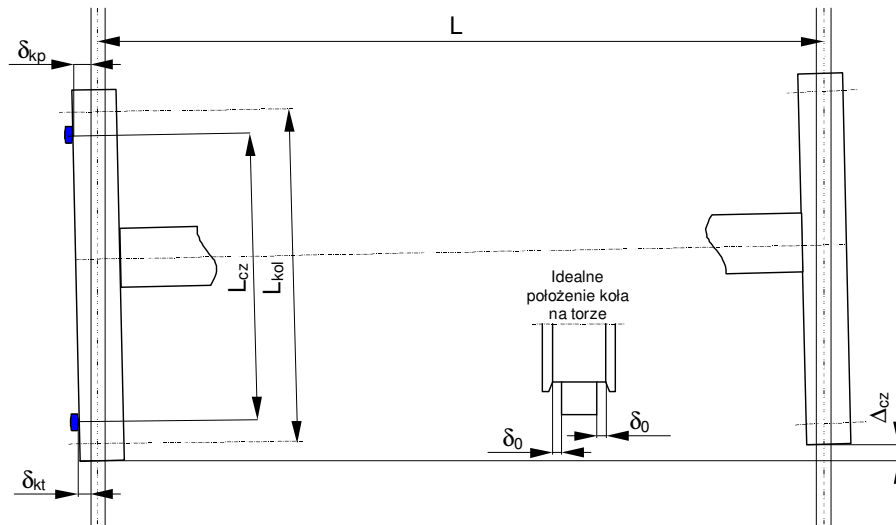
Zadajnik zastosowany w takim układzie może być zarówno pulpitem operatora, jak i komputerem pokładowym zarządzającym pracą napędów w cyklu automatycznym czy półautomatycznym. Układ kompensacji ukosowania może być niezależnym układem w systemie sterowania całą suwnicą. Obejmuje on odpowiednio skonfigurowany układ pomiaru ukosowania i samodzielny sterownik zarządzający wartościami sygnałów korygujących dla napędów lewej i prawej czołownicy. Informacja o kącie ukosowania ϕ_s wypracowywana w układzie pomiarowym i przetworzona na sygnał elektryczny proporcjonalny do tego kąta, w sterowniku jest odpowiednio wzmacniana i wprowadzana z przeciwnymi znakami do układów sterowania lewej i prawej czołownicy. Układy sterowania jazdami czołownic pracują z wykorzystaniem napędów falownikowych sterowanych sygnałami proporcjonalnymi do prędkości ze sprzężeniem zwrotnym od prędkości czołownic.



Rys. 6.10. Schemat blokowy układu kompensującego

Zasadę pomiaru ukosowania względem toru suwnicy pokazują rysunki 6.10 i 6.11. Sygnały o odległości obrzeży od toru lewej czołownicy δ_{kp} i δ_{kt} są sumowane w węźle 6 na rysunku 6.10. Ponieważ położenie idealne opisane na rysunku 6.11 daje jednakowe wielkości δ_0 , zatem sygnał przekazywany na sterownik ma wartość:

$$\Delta_{\varphi} = (\delta_{kp} - \delta_0) + (\delta_{kt} - \delta_0) \quad (6.1)$$

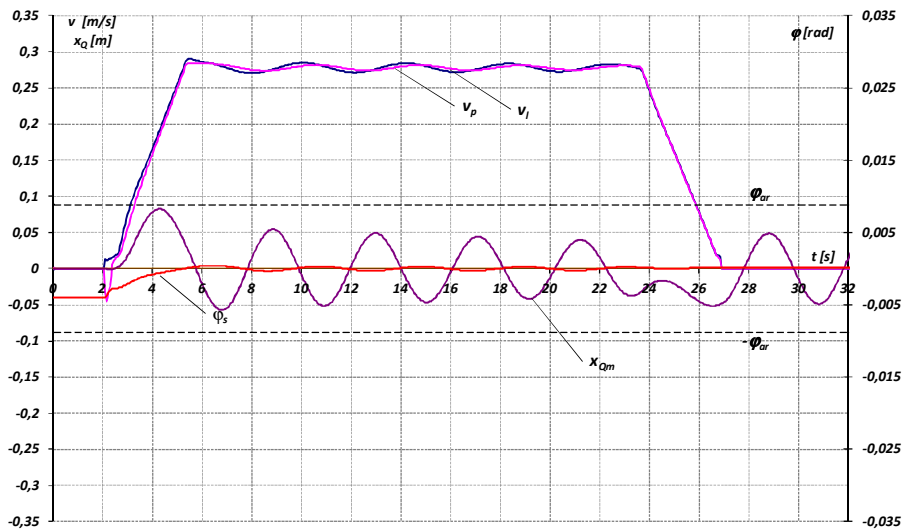


Rys. 6.11. Określanie wielkości ukosowania i określenie położenia idealnego

W przypadku idealnym $\Delta_{\varphi} = 0$, bo $\delta_{kp} = \delta_0$ i $\delta_{kt} = \delta_0$, zatem i sygnały korekcyjne podawane do obu układów sterowania są zerowe. Każda odchyłka

powoduje niezerową wartość $\Delta\varphi$, który to uchyb po wzmocnieniu w członie (3) i ewentualnym ograniczeniu jego wartości w członie (4) jest przekazywany na człon (5) zwany inwertorem i w efekcie otrzymujemy dwa sygnały $U_{\varphi r1}$ i $U_{\varphi r2}$ proporcjonalne do wartości uchybu i przekazywane do obu układów sterowania z przeciwnymi znakami.

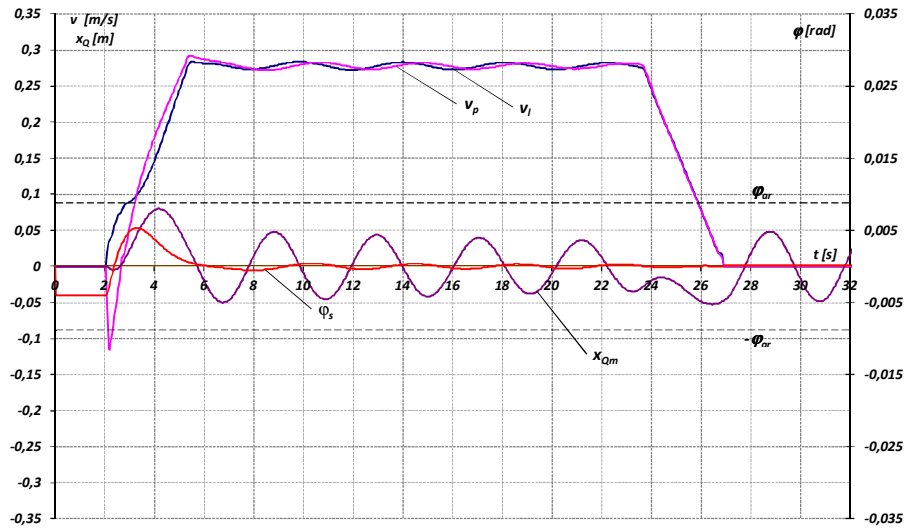
Dla tak skonstruowanego układu, na rysunku 6.12 przedstawiono przebiegi interesujących wielkości fizycznych, podobnie jak w poprzednich przypadkach przedstawianych w tym rozdziale.



Rys. 6.12. Przebiegi prędkości czołownic v_i i v_p , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania φ_s dla falownikowego mechanizmu jazdy z kompensacją ukosowania

Przedstawiony układ niweluje istniejące na początku cyklu ukosowanie (dzieje się to dzięki cofnięciu wyprzedzającej czołownicy). Ograniczeniem w doborze współczynnika k_φ jest nieprzekroczenie przyspieszeń wynikających ze sprzężenia ciernego pomiędzy szyną a kołem. Następnie układ zapewnia prowadzenie suwnicy wzdłuż toru z uchybem nieprzekraczającym kilku procent kąta granicznego φ_{gr} . Zbyt duży współczynnik prowadzi do występowania poślizgów w pierwszym okresie cyklu i powoduje szybsze zmniejszenie kąta do wartości bliskich zero. Przykładowy przebieg tego typu przedstawia rysunek 6.13.

6.1. Kompensacja ukosowania mostu suwnicy



Rys. 6.15. Przebiegi zmian prędkości czołownic v_l i v_p , wahań ładunku x_{Qm} i kąta ukosowania ϕ_s dla falownikowego mechanizmu jazdy z kompensacją ukosowania z regulatorem PID

Ze względu na pojawiające się duże przyspieszenia i niebezpieczeństwo występowania poślizgu w trakcie pracy układu z regulatorem PID przy równoczesnym braku poprawy w prowadzeniu suwnicy wzdłuż toru, wydaje się niecelowe stosowanie tego typu regulatorów.

Może to znacznie uprościć budowę układu kompensacji, nawet do stanu układu niezależnego o pracy analogowej bądź dyskretniej (w zależności od potrzeb i możliwości w konkretnym zastosowaniu).

7. Badania symulacyjne mechanizmów jazdy

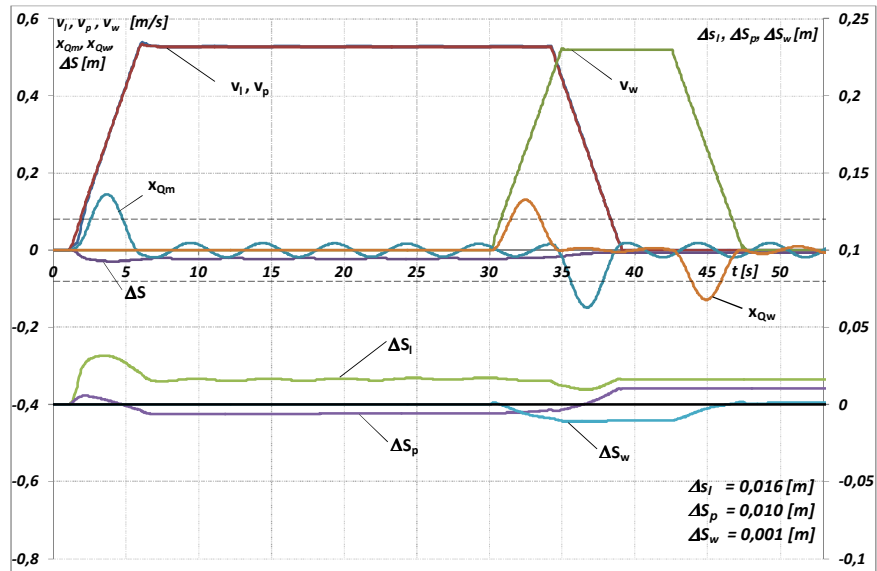
Trzy trajektorie ruchu przedstawione na rysunku 3.21 prezentują różne sposoby kojarzenia ruchów przy transporcie ładunku z punktu P (0.5,0.5) do punktu K (18,7) w zależności od konfiguracji przeszkód w obszarze pracy suwnicy pomostowej. Opracowane i zweryfikowane modele suwnicy wraz z zawieszonym na wiotkich linach ładunkiem pozwalają na symulację zachowania się urządzenia dla wszystkich tych przypadków ruchów roboczych. Przedstawione poniżej badania symulacyjne pokazują przebiegi następujących wielkości:

v_l	[m/s]	- prędkość lewej czołownicy,
v_p	[m/s]	- prędkość prawej czołownicy,
v_w	[m/s]	- prędkość wózka suwnicy,
x_{Qm}	[m]	- wychylenie ładunku w kierunku ruchu mostu suwnicy,
x_{Qw}	[m]	- wychylenie ładunku w kierunku ruchu wózka suwnicy,
Δs	[m]	- względne wyprzedzenie czołownic suwnicy,
Δs_l	[m]	- uchyb położenia lewej czołownicy,
Δs_p	[m]	- uchyb położenia prawej czołownicy,
Δs_w	[m]	- uchyb położenia wózka.

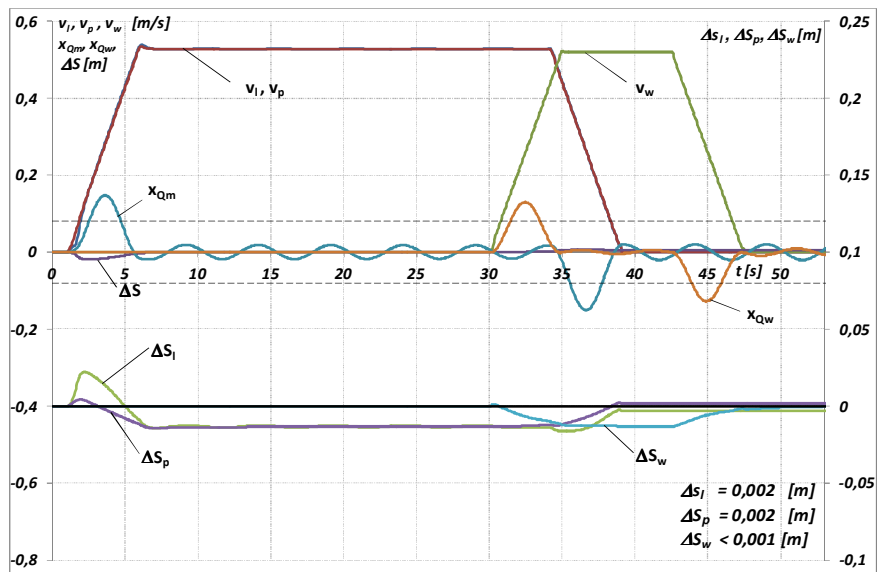
Uchyby położenia definiowane są jako różnica położenia zadanego, wynikającego z funkcji wymuszającej i rzeczywistego położenia danego elementu w każdej chwili cyklu roboczego:

$$\begin{aligned}\Delta s_l &= S_m - S_{rzi} \\ \Delta s_p &= S_m - S_{rzp} \\ \Delta s_w &= S_w - S_{rzw}\end{aligned}\tag{7.1}$$

Na rysunkach 7.1 i 7.2 przedstawiono przebiegi dla transportu na najniższym poziomie. Długość lin wynosi 6 m, co wymusza czasy rozruchu i hamowania na poziomie 4.91 s. Ze względu na omijanie przeszkód występuje 29-sekundowe opóźnienie startu mechanizmu jazdy wózka. Rysunek 7.1 prezentuje przebiegi układów napędowych wyposażonych jedynie w regulatory prędkości (wewnętrzne sprzężenie zwrotne), natomiast na rysunku 7.2 widoczne są przebiegi dla układów wyposażonych również w regulatory położenia. W przypadku tych ostatnich uzyskano wartości uchybów na koniec cyklu liczone w milimetrach (na wszystkich rysunkach wartości uchybów na koniec cyklu roboczego podawane są w prawym dolnym rogu), co w rzeczywistości może być niemierzalne. W czasie całego cyklu roboczego widoczne są niewielkie (kilka centymetrów) uchyby położenia.



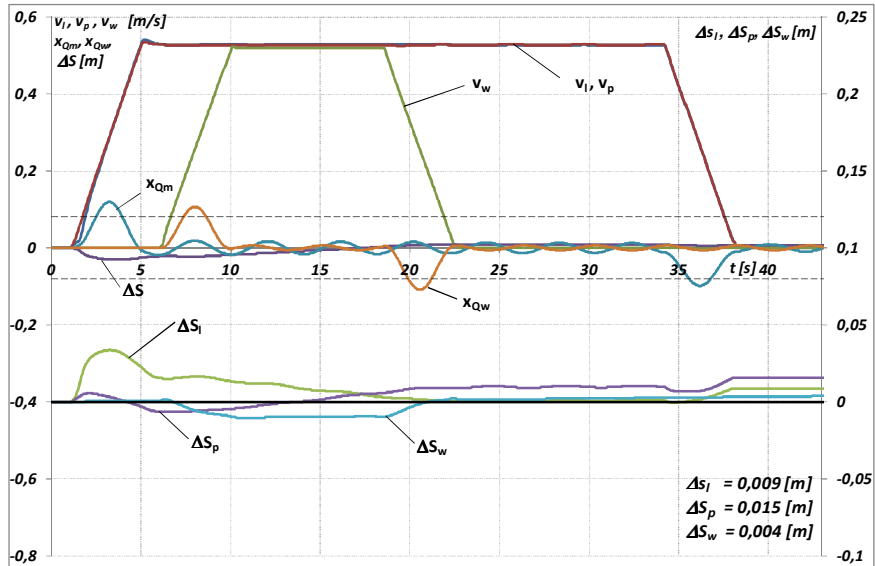
Rys. 7.1. Przebiegi dla pierwszego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami prędkości



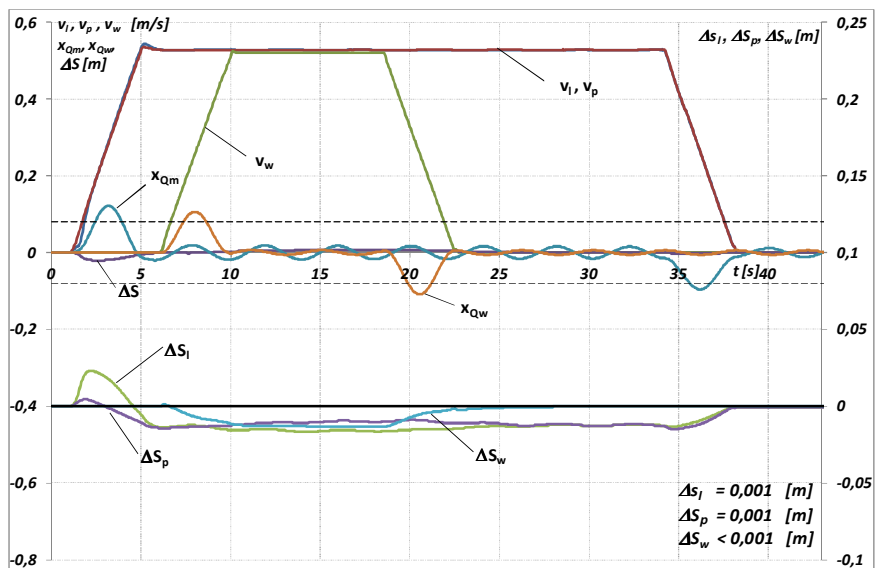
Rys. 7.2. Przebiegi dla pierwszego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami położenia

Rysunki 7.3 i 7.4 pokazują cykl roboczy suwnicy przy transporcie na poziomie drugim, który ze względu na długość lin określa czasy rozruchu i hamowania

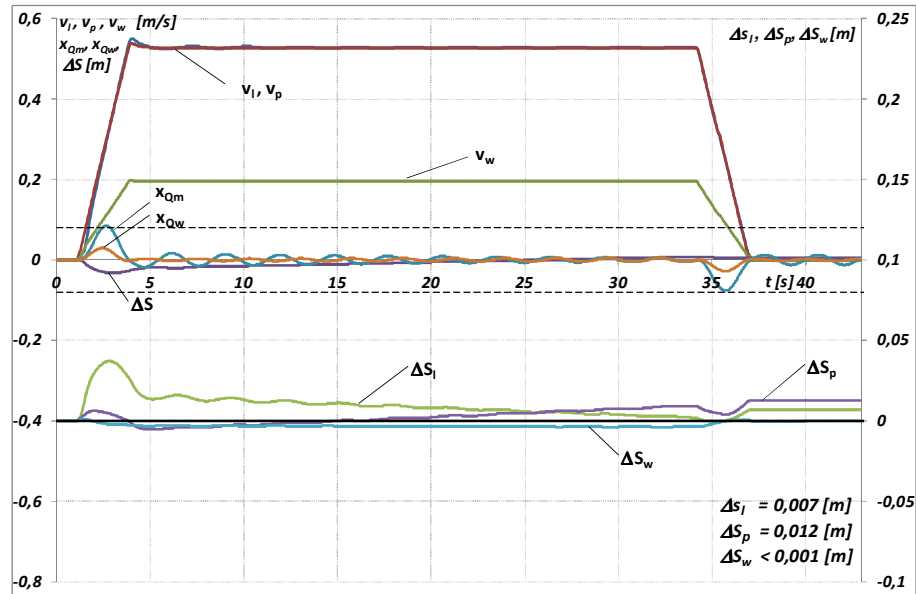
na poziomie 4,01 s oraz przesunięcie punktu startu wózka o 5 sekund względem początku całego cyklu.



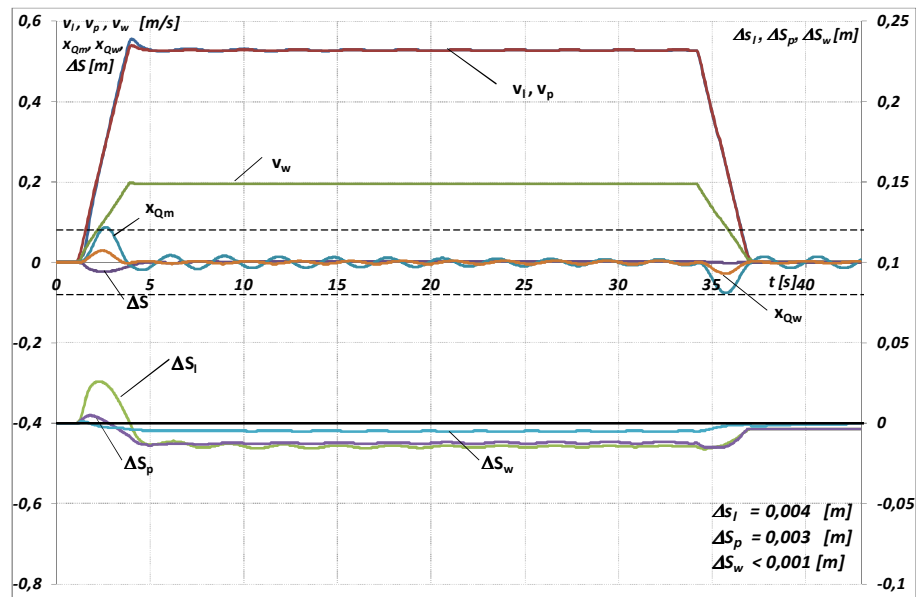
Rys. 7.3. Przebiegi dla drugiego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami prędkości



Rys. 7.4. Przebiegi dla drugiego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami położenia



Rys. 7.5. Przebiegi dla trzeciego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami prędkości

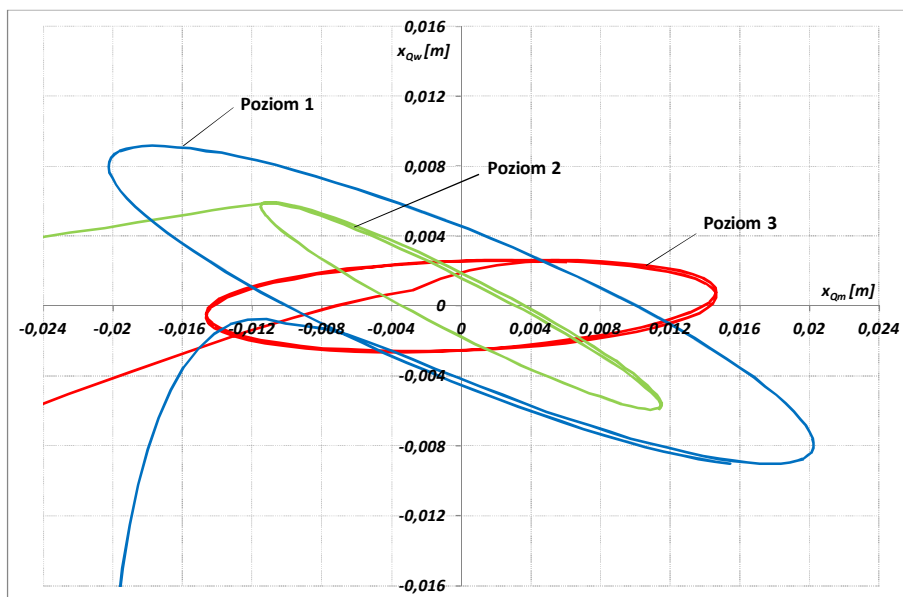


Rys. 7.6. Przebiegi dla trzeciego poziomu transportowego.
Napęd z regulatorami położenia

Przedstawione przebiegi wykazują mniejsze wartości wahań ładunku w całym cyklu roboczym oraz dobre odwzorowanie założonej trajektorii ruchu, potwierdzone małymi wartościami uchybów w czasie ruchu i milimetrowymi uchybami na koniec cyklu (szczególnie w napędzie z regulatorem położenia – rysunek 7.4).

Przemieszczanie ładunku po linii prostej na poziomie 3, który w literaturze nazywany jest również „overhead”, determinuje równoczesny start wszystkich mechanizmów jazdy oraz ograniczenie maksymalnej prędkości wózka (opisane w rozdziale 3.1). Długość lin na tym poziomie wynosi 2 m, co pozwala wyznaczyć czasy rozruchu i hamowania równe 2,84 s. Przebiegi ilustrujące ten przypadek przedstawiają rysunki 7.5 i 7.6. Uzyskano podobne dokładności pozycjonowania jak w przypadkach niższych poziomów transportowych.

Duża zgodność założonych trajektorii z rzeczywistymi pozwala na bezpieczne prowadzenie ładunku niezależnie od poziomu transportowego. Pojawia się jednak pytanie o możliwość opuszczania ładunku, który po zatrzymaniu maszyny, wisząc na wiotkich linach, wykonuje ruchy wahadłowe. Wielkości tych wahań dla wszystkich trzech poziomów przedstawia rysunek 7.7.



Rys. 7.7. Trajektorie wahań ładunku na różnych poziomach transportowych po zatrzymaniu suwnicy i wózka

Wahania różnią się między sobą amplitudami, które nawet w najgorszym przypadku, tj. dla poziomu 1 nie przekraczają 2 cm. Najmniejsza amplituda została zarejestrowana podczas transportu na najwyższym 3 poziomie, na którym prędkość maksymalna wózka była zmniejszona o ponad połowę.

Biorąc pod uwagę dokładność dostawiania punktu zaczepienia lin oraz wahania ładunku po zatrzymaniu mechanizmów jazdy suwnicy, można natychmiast przejść do opuszczania transportowanego ładunku.

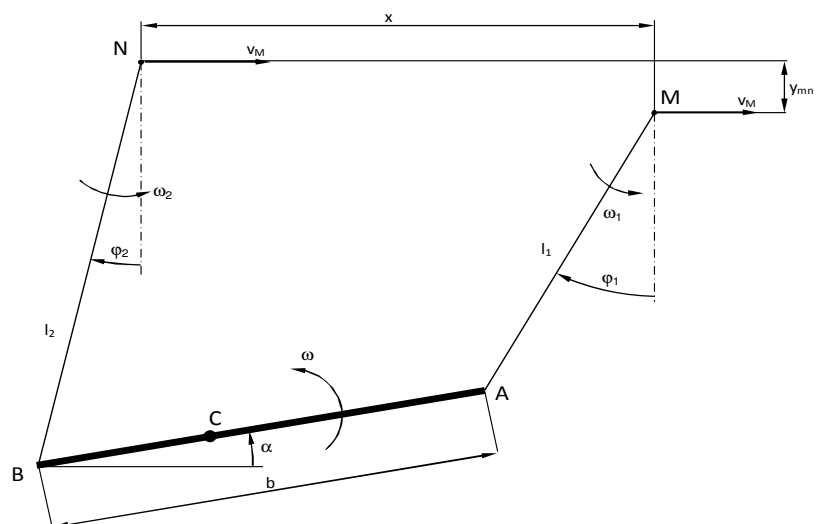
8. Badania symulacyjne ładunku długiego

Przeprowadzone zostały wstępne badania symulacyjne ładunku długiego poddanego wymuszeniu prędkościami v_M i v_N punktów zaczepienia mające na celu określenie zachowania się ładunku poddanego różnym wymuszeniom. Na rysunkach poniżej przyjęto różne czasy rozruchu mechanizmów w celu określenia ich wpływu na zachowanie się ładunku długiego. Rysunki przedstawiają przebiegi następujących, zaznaczonych na rysunku 8.1 wielkości fizycznych:

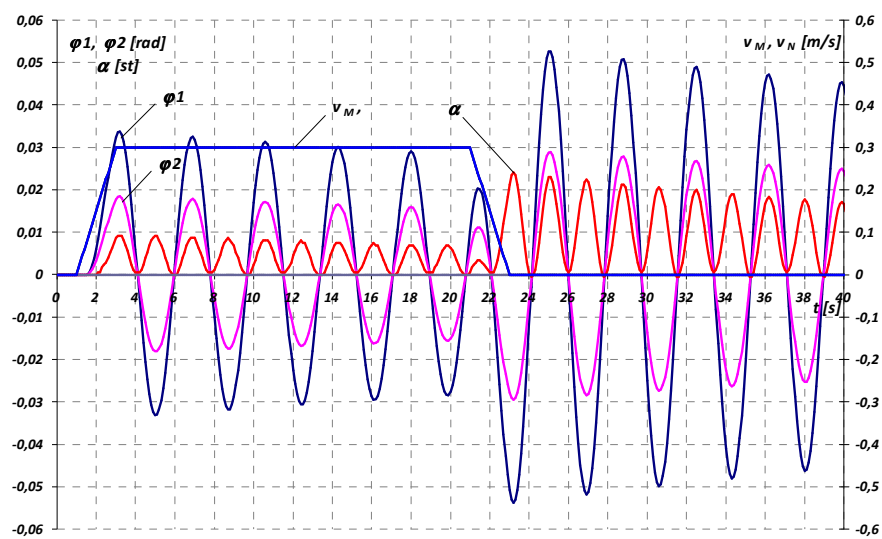
- v_M [m/s] - prędkość punktu M – zaczepienia lin,
- v_N [m/s] - prędkość punktu N – zaczepienia lin,
- φ_1 [rad] - kąt wychylenia lin żurawia w kierunku wypadu,
- φ_2 [rad] - kąt wychylenia lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- α [rad] - kąt obrotu ładunku długiego (osi łączącej punkty zaczepienia haków),
- ω_1 [1/s] - prędkość kątowa lin żurawia w kierunku wypadu,
- ω_2 [1/s] - prędkość kątowa lin suwnicy w kierunku ruchu mostu,
- ω [1/s] - prędkość kątowa ładunku długiego,
- x [m] - odległość pomiędzy punktami zaczepienia lin (wciągarkami) w poziomie.

Symulacje przedstawiają przemieszczenia ładunku o 6 m, przy początkowej wartości odległości $x = b$ i różnych długościach lin l_1 i l_2 .

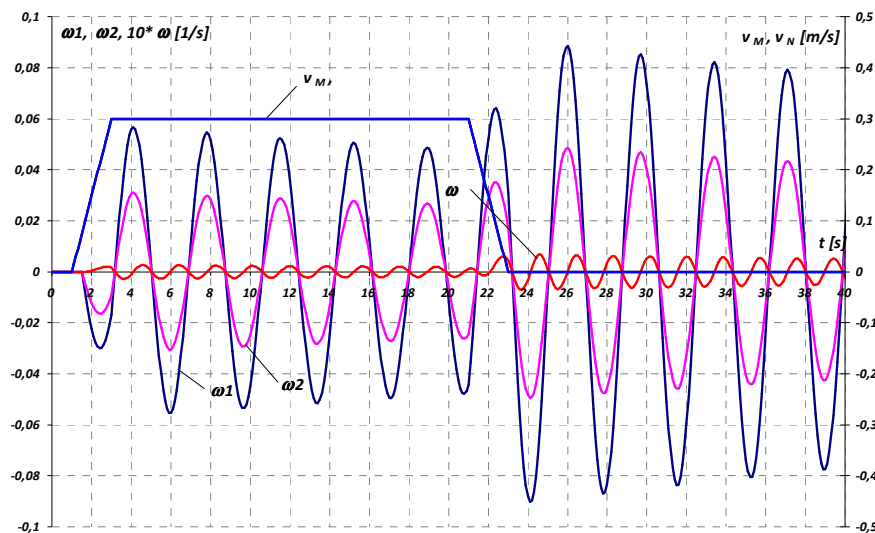
Ze względu na małe wartości, kąt obrotu ładunku przedstawiono nie w radianach (jak pozostałe), a w stopniach. Podobnie postąpiono z prezentacją prędkości kątowej ładunku długiego ω , która przedstawiana jest z mnożnikiem 10.



Rys. 8.1. Schemat oznaczeń przyjętych w badaniach ładunku długiego



Rys. 8.2. Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych 2 s. Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz kątów φ_1 , φ_2 i α

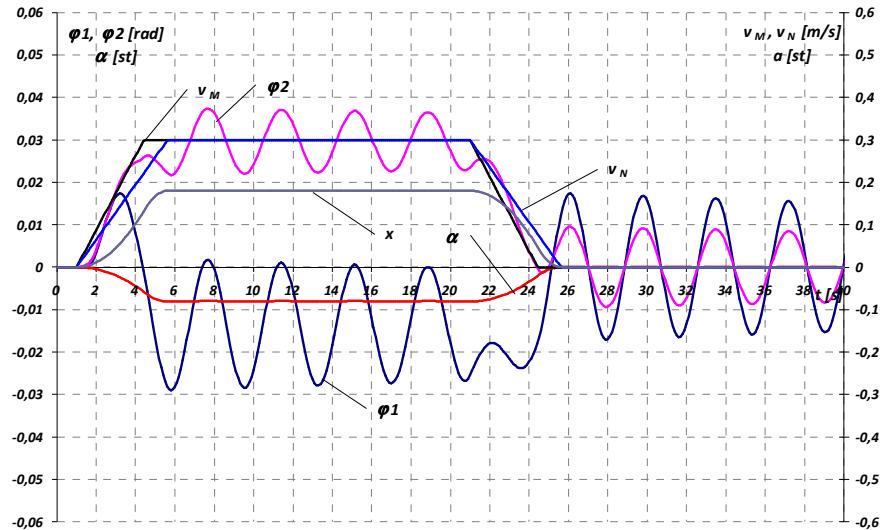


Rys. 8.3. Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych 2 s. Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz prędkości ω_1 , ω_2 i ω

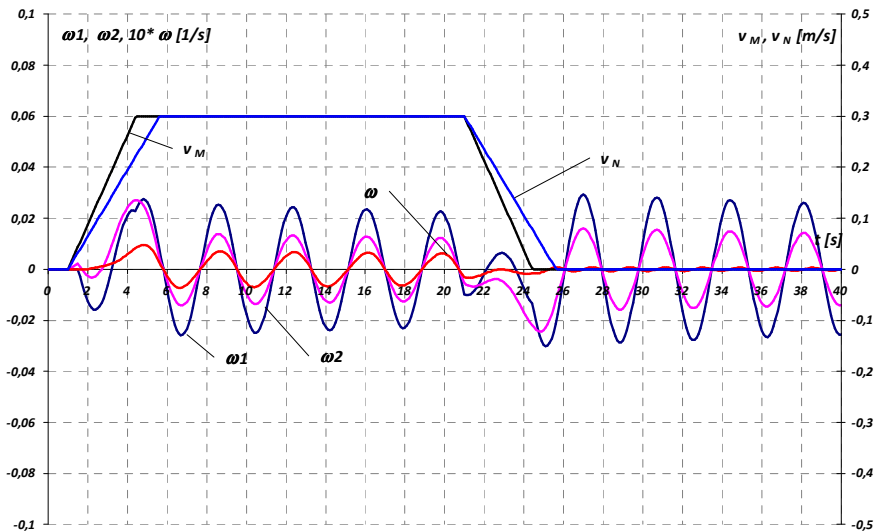
Przedstawione na rysunku 8.2 przebiegi wykazują duże (na poziomie 20 cm) wahania na zakończenie cyklu roboczego. Widoczne różnice kątów ϕ_1 i ϕ_2 wynikają z różnych długości lin.

Wprowadzenie różnych czasów rozruchu i hamowania dla punktów M i N (przedstawione na rysunkach 8.4 i 8.5) nie wniosło znaczącej poprawy. Wprowadzone czasy rozruchów równe okresom wahań ładunku zawieszono na linach o długości odpowiednio l_1 i l_2 spowodowało w czasie ruchu ustalonego ustalenie się różnych znaków kątów ϕ_1 , ϕ_2 oraz generowanie wahań po zakończeniu cyklu na poziomie połowy wartości uzyskanych w przebiegach na rysunku 8.2. Zmniejszenie wahań na koniec cyklu wynika jedynie z wydłużenia czasów ruchów nieustalonych, a co za tym idzie złagodzenia ich dynamiki.

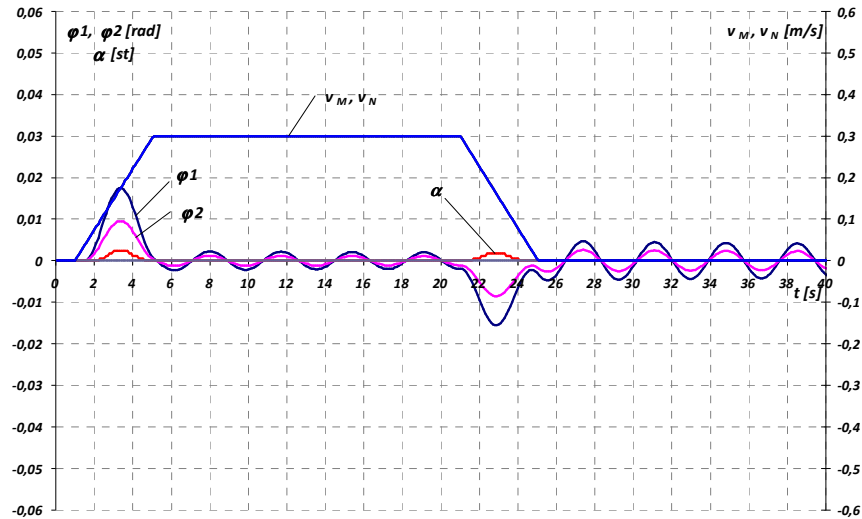
Przebiegi dla czasów ruchów nieustalonych przyjętych na poziomie średniego okresu wahań wahadeł o długościach l_1 i l_2 przedstawiono na rysunkach 8.6 i 8.7. Widoczne jest ograniczenie wychylenia ładunku po zatrzymaniu ruchu do około 2 cm, czyli wartości zadowalających ze względu na możliwości opuszczania ładunku.



Rys. 8.4. Wyniki badań symulacyjnych dla różnych czasów rozruchu obu wciągarek, równych okresom wahań wahadeł matematycznych o długościach l_1 i l_2 .
Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz kątów φ_1 , φ_2 i α

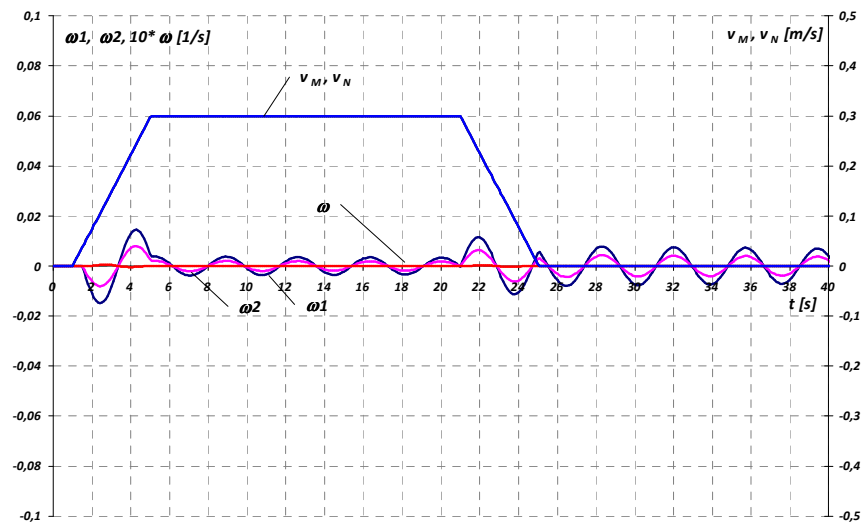


Rys. 8.5. Wyniki badań symulacyjnych dla różnych czasów rozruchu obu wciągarek, równych okresom wahań wahadeł matematycznych o długościach l_1 i l_2 .
Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz prędkości ω_1 , ω_2 i ω



Rys. 8.6 Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych
średniemu okresowi wahań wahadeł o długościach l_1 i l_2 .

Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz kątów φ_1 , φ_2 i α

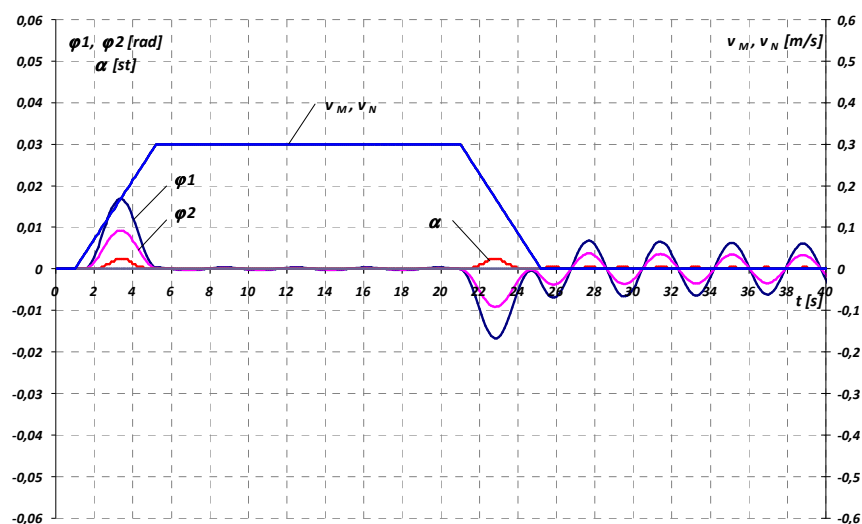


Rys. 8.7 Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych
średniemu okresowi wahań wahadeł o długościach l_1 i l_2

Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz prędkości ω_1 , ω_2 i ω .

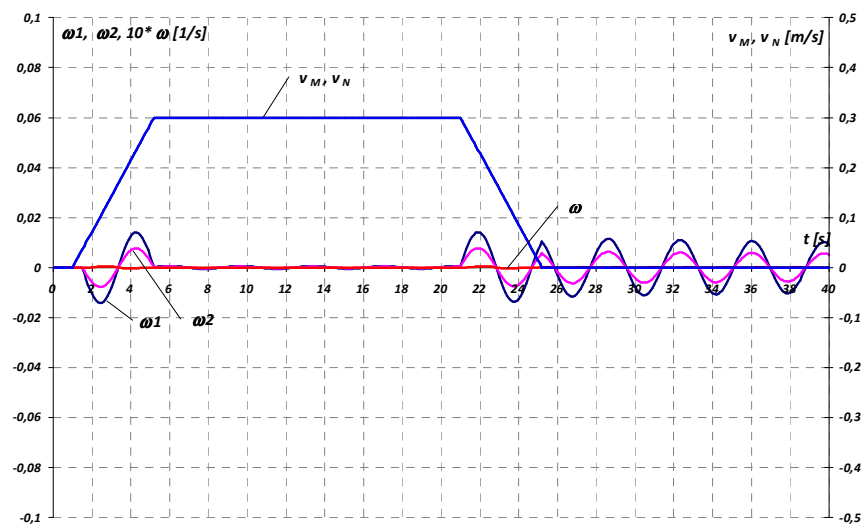
Ciekawe zjawisko pojawiło się po wydłużeniu czasów rozruchu i hamowania o około 4% w stosunku do poprzednich. Przedstawiono je na rysunkach 8.8 i 8.9.

Polega ono na prawie całkowitym wytłumieniu wahań ładunku po okresie rozruchu, przy utrzymaniu wychyleń po zatrzymaniu punktów zaczepienia lin na poziomie wyższym niż przedstawione na rysunku 8.6.



Rys. 8.8. Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych średniemu okresowi wahań ładunków wydłużonym o ok. 4%.

Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz kątów ϕ_1, ϕ_2 i α



Rys. 8.9. Wyniki badań symulacyjnych dla czasów rozruchu obu wciągarek równych średniemu okresowi wahań ładunków wydłużonym o ok. 4%.

Przebiegi prędkości v_m i v_n oraz prędkości ω_1, ω_2 i ω

9. Sterowanie ruchem suwnicy przy ruchach dostawczych – sterowanie ładunkiem

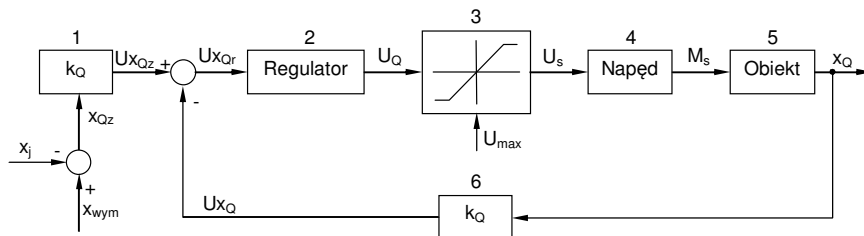
Często w czasie prac, np. montażowych, konieczne jest prowadzenie elementów transportowanych przez obsługę. Równoczesne sterowanie pracą urządzenia transportowego jest utrudnione (obsługa ma zajęte ręce). Wówczas do poprawnego montażu niezbędne są dodatkowe osoby, które będą zajmować się albo prowadzeniem ładunku, albo sterowaniem urządzeniem transportowym. Czy możliwe jest ograniczenie ilości osób zaangażowanych w montaż? Jednym ze sposobów wydawać się może metoda sterowania ruchem mechanizmu z wykorzystaniem wychylenia transportowanego ładunku.

Proponowany układ jest układem regulacji położenia punktu zaczepienia transportowanego ładunku względem ładunku. Wielkością sterującą jest założone wychylenie ładunku od położenia równowagi określane jako $x_{wym} - x_j$. Natomiast wychylenie ładunku wprowadzane jest do układu jako sprzężenie zwrotne. Schemat układu przedstawia rysunek 9.1, gdzie:

x_{wym} - zadane położenie ładunku,

x_j - rzeczywiste położenie punktu zaczepienia lin,

x_{Qz} - założone wychylenie ładunku.



Rys. 9.1. Schemat układu sterowania z wykorzystaniem wychylenia ładunku

Obiekty 1 i 6 są wzmacniaczami przeliczającymi mierzone kąty na napięcie zgodnie z poniższymi wzorami:

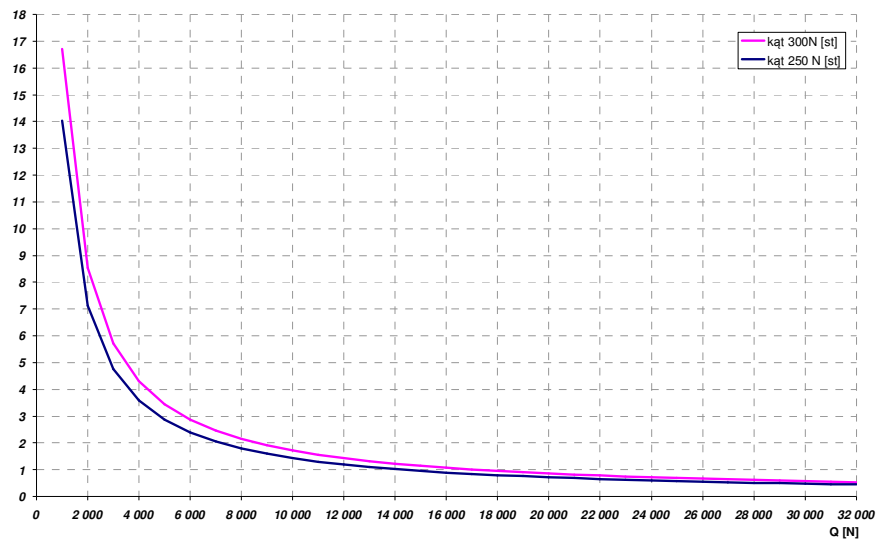
$$\begin{aligned} U_{x_{Qz}} &= k_{xQ} \cdot (x_{wym} - x_j) \\ U_{x_Q} &= k_{xQ} \cdot x_Q \end{aligned} \quad (9.1)$$

Człon 2 jest regulatorem wypracowującym sygnał U_Q ograniczony do U_s ze względu na standardy sygnałów sterujących w ograniczniku 3. Człon 4 reprezentuje napęd urządzenia transportowego oparty o silniki asynchroniczne zasilane przy pomocy falowników opisany w rozdziale 4.2. Człon 5 to obiekt regulacji, którym może być jeden z dwóch mechanizmów jazdy suwnicy, bądź mechanizmów zmiany wypadu lub obrotu żurawia. Do badań symulacyjnych przyjęto mechanizm jazdy mostu jako trudniejszy do prowadzenia i wykorzystano model suwnicy i ładunku opisane w rozdziale 4. Do badań wprowadzano funkcję wymuszającą bądź w postaci funkcji trapezowej (z funkcją skokową włącznie), bądź funkcję okresową o różnych amplitudach i okresach.

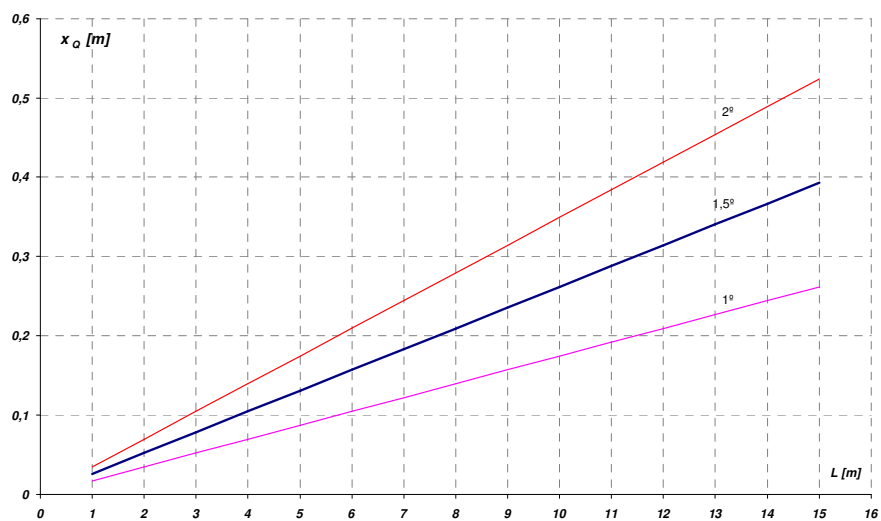
Ponieważ sterowanie takim układem odbywa się przez operatora, pojawiają się ograniczenia amplitudy funkcji wymuszającej choćby ze względu na wartości dopuszczalne siły używanej przez pracowników transportujących ładunki. Ograniczają to obowiązujące przepisy BHP, przedstawione choćby w publikacji [70]. Wartości dopuszczalne siły (składowa równoległa do podłoża) użytej przez pracownika podczas oburęcznego przemieszczania przedmiotów, niezbędnej do zapoczątkowania ruchu przedmiotu wynoszą:

- 300 [N] – przy pchaniu,
- 250 [N] – przy ciągnięciu.

Kąty wychYLENIA ładunku dla obu powyższych sił w funkcji udźwigu przedstawia rysunek 9.2. Zakładając ograniczenie kąta wychYLENIA (np. ze względu na jego mierzalność) do około $1,5^\circ$ uzyskujemy możliwość sterowania ładunkami o masie do ponad 1t. Na rysunku 9.3 przedstawiono wielkości wychYLENIA ładunku dla kąta $1,5^\circ$ przy różnych długościach lin.



Rys. 9.2. Kąty wychylenia ładunku dla dopuszczalnych wartości siły pchania i ciągnięcia ładunku w zależności od udźwigu



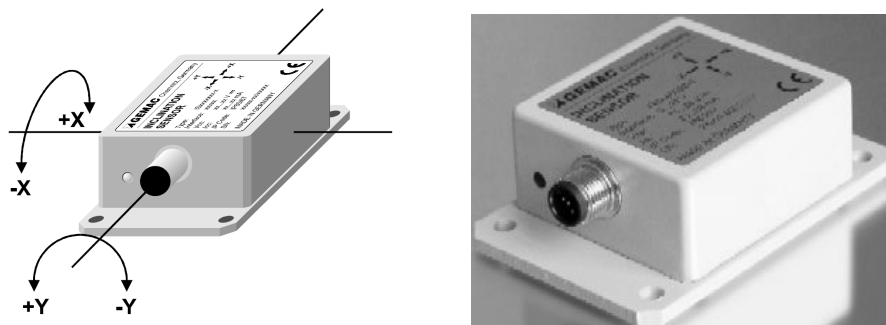
Rys. 9.3. Wychylenie ładunku x_Q dla różnych długości lin

Dopuszczalne amplitudy wymuszeń będą zależne od długości lin. W przypadku prób zastosowania metody w rzeczywistych układach należy pamiętać, że przepisy bhp przy przenoszeniu przedmiotów długich i o dużej masie nakazują zastosowanie sprzętu pomocniczego, pozwalającego na transport przedmiotu możliwie najmniej uniesionego ponad poziom podłoża. Wyklucza to zatem możliwość sterowania ruchami dźwignic z wykorzystaniem opisywanej metody przy transporcie ładunków obarczonych takimi rygorami. W przypadku stosowania powyższej metody należy również respektować przepisy stosowane do „Przemieszczanie ładunków za pomocą ręcznie napędzanych dźwignic”. Ponadto urządzenia transportowe powinny być wyraźnie oznakowane w zakresie ich dopuszczalnego udźwigu – co w omawianym przypadku oznaczałoby ograniczenie udźwigu przy stosowaniu omawianej metody.

Układy pomiaru kąta wychylenia

Bardzo ważnym elementem omawianego układu sterowania jest pomiar wychylenia ładunku. W ujęciu historycznym rozważane były trzy układy pomiarowe wychylenia ładunku:

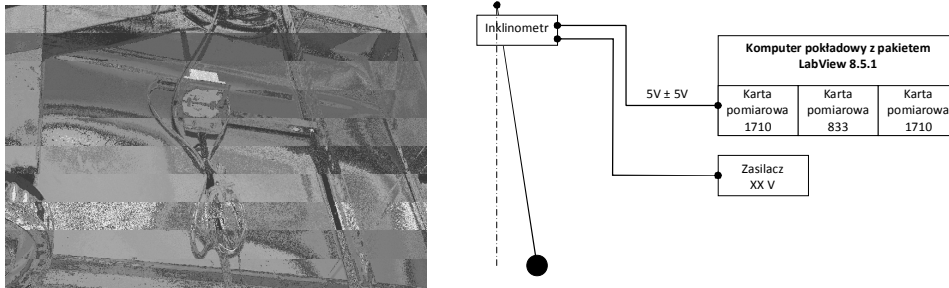
- dwa wykorzystujące czujniki obrotowe (w wykonaniu laboratoryjnym potencjometry),
- jeden oparty na inklinometrze dwuosiowym.



Rys. 9.4. Inklinometr dwuosiowy

Do pomiaru kąta wychylenia ładunku w kierunkach ruchu mostu i wózka użyty został pojemnościowy inklinometr dwuosiowy IS2A 45 P20 firmy GEMAC w wykonaniu przemysłowym o zakresie pomiarów $\pm 45^\circ$. Inklinometr został zamocowany w układzie linowym suwnicy, na linii zbiegającej z krążka wyrównawczego wciągarki. W celu zapewnienia pomiaru w ściśle określonych kierunkach (jazda mostu i wózka) inklinometr został zabezpieczony przed niepożądanym obrotem (np. w wyniku skręcania się liny pod obciążeniem)

poprzez ramię z elementem ślizgowym współpracującym z liną zbiegającą z drugiej strony krążka wyrównawczego. Opisany układ pomiarowy przedstawiono na rysunku 9.5.



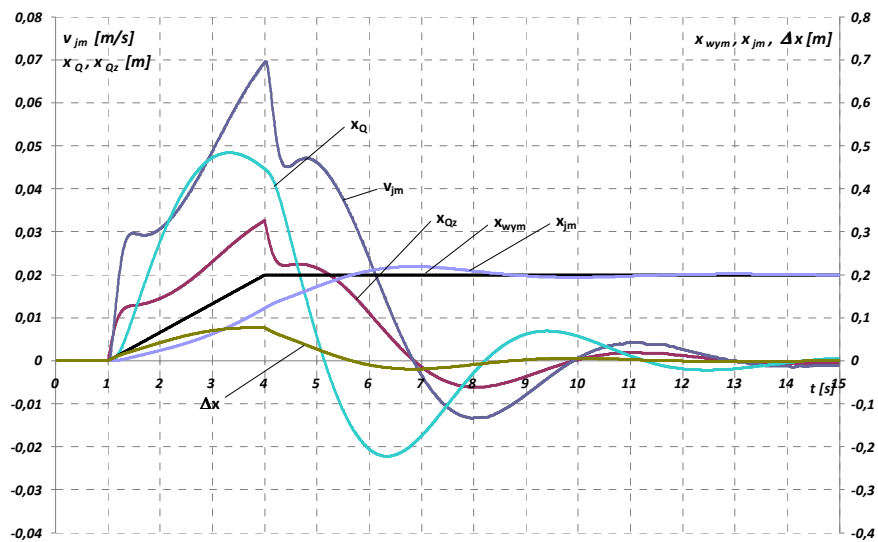
Rys. 9.5. Inklinometr zainstalowany na suwnicy eksperymentalnej wraz ze schematem układu pomiarowego kąta wychylenia ładunku

Zastosowany układ pomiaru wahań ładunku z wykorzystaniem inklinometru okazał się bardzo wrażliwy na zakłócenia wysokiej częstotliwości, pochodzące od drgań mechanicznych wynikających z ruchów torowych jazdy mostu i wózka, które uniemożliwiły odczyt wychylenia ładunku. Spowodowało to konieczność przejścia na pomiar kąta wychylenia ładunku za pomocą układu z potencjometrami.

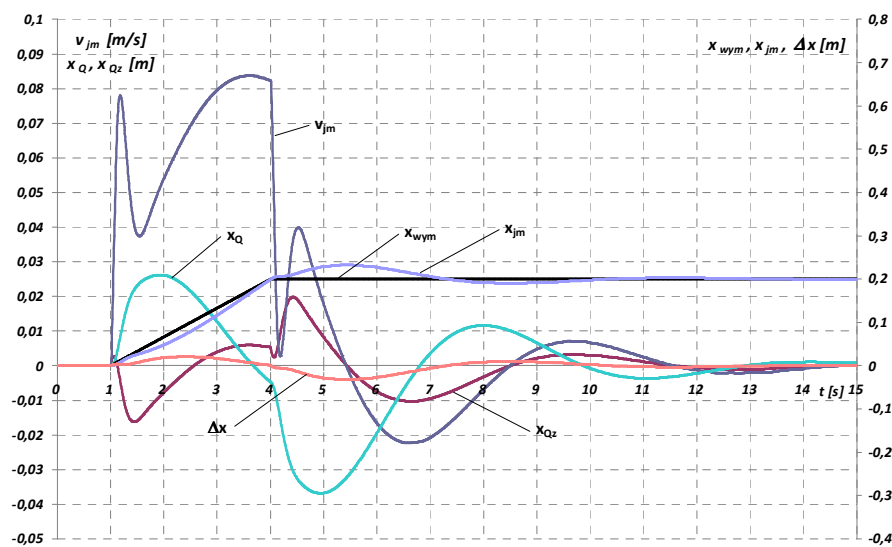
Z rozpatrywanych układów ostatecznie wykorzystano system opisany w rozdziałach poprzednich, oparty na jednoobrotowych potencjometrach sprzężonych z linami poprzez przegubowo zamocowane dźwignie.

Przeprowadzono szereg badań symulacyjnych, mających na celu potwierdzenie poprawności metody i określenie korzystnych parametrów układu sterowania.

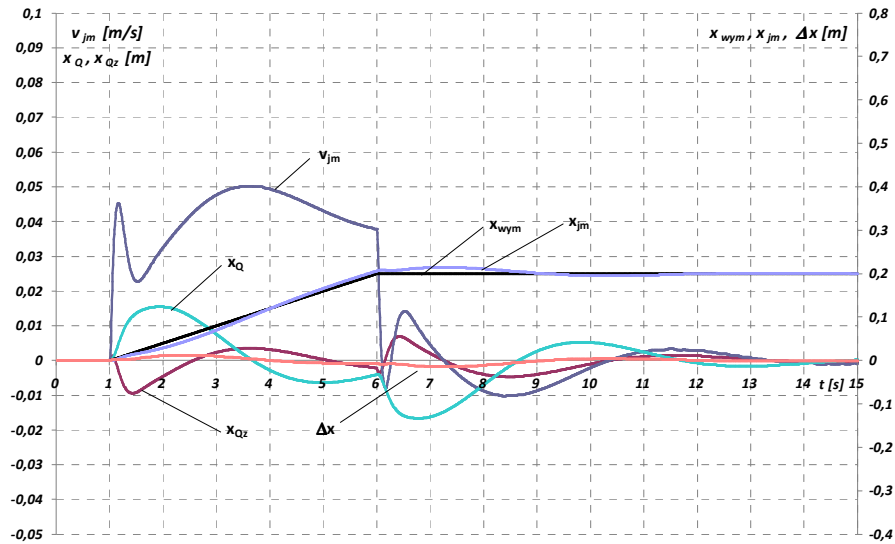
Oprócz wielkości wymuszającej, jaką jest zakładane położenie ładunku x_{wym} , na rysunkach przedstawiono przebiegi położenia punktu zaczepienia x_{jm} , prędkość jazdy mostu v_j , uchyb położenia mostu $\Delta x = x_{wym} - x_{jm}$, wychylenie ładunku względem jego punktu zaczepienia x_Q , sygnał zadawany na regulator x_{Qz} .



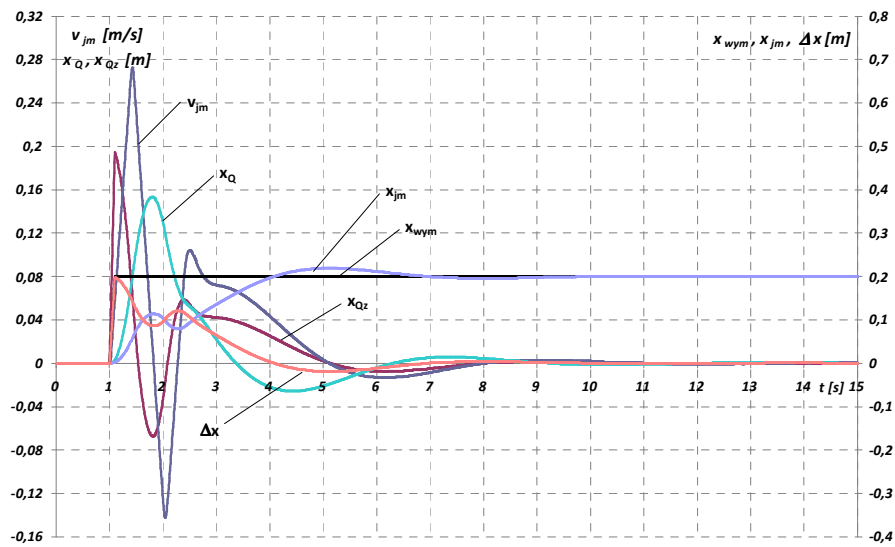
Rys. 9.6. Przebiegi dla wymuszenia trapezowego $tr = 3$ s – układ z regulatorem proporcjonalnym



Rys. 9.7. Przebiegi dla wymuszenia trapezowego $tr = 3$ s – układ z regulatorem PD



Rys. 9.8. Przebiegi dla wymuszenia trapezowego $tr = 5 \text{ s}$ – układ z regulatorem PD



Rys. 9.9. Przebiegi dla wymuszenia trapezowego $tr = 0,1 \text{ s}$ – układ z regulatorem PD

Porównując przebiegi przedstawione na rysunkach 9.6 i 9.7, wyraźnie widoczna jest poprawa zgodności przemieszczeń suwnicy z wymuszającym je przemieszczeniem ładunku dla układu z zastosowanym regulatorem PD (4,20%) w stosunku do zwykłego regulatora proporcjonalnego. Średni uchyb dla układu z regulatorem proporcjonalnym wynosi 17,7 mm, natomiast dla regulatora PD to około 8 mm. Przebiegi wyznaczono dla założonego przemieszczenia ładunku 0,2 m. Ze względu na jakość prowadzenia, do badań przedstawionych na rysunkach 9.8 i 9.9, używany był regulator PD. Przy stosunkowo długim czasie narastania wielkości wymuszającej (5 s) uzyskano średni uchyb na poziomie poniżej 5 mm. Przy wymuszeniu zbliżonym do skokowego uzyskano uchyb średni około 19 mm.

Należy podkreślić, że we wszystkich przedstawianych przypadkach następowało szybkie zmniejszanie uchybów położenia do wartości nieistotnych z punktu widzenia eksploatacji suwnic pomostowych czy innych urządzeń transportu bliskiego. Prowadzone były próby zastosowania omawianego układu do sterowania ruchami żurawia wypadowego, dając zadowalające wyniki.

10. PODSUMOWANIE

Praca przedstawia analizę sposobu sterowania ruchem poziomym ładunków za pomocą suwnic od zadanego punktu początkowego do zadanego punktu końcowego oraz związane z tym kompleksowe ujęcie problemów kojarzenia ruchów roboczych mechanizmów jazdy mostu i wózka suwnic. Praca obejmuje również inne, istotne problemy, takie jak transport ładunku długiego z wykorzystaniem dwóch suwnic (lub wózków) i ruchy dostawcze sterowane ładunkiem. Przegląd literatury wykazał aktualność zagadnień przedstawionych w niniejszym opracowaniu.

Opracowany został sposób kojarzenia ruchów roboczych mechanizmów jazdy suwnicy pomostowej, który pozwoli zapewnić bezpieczny transport ładunku w obszarze transportowym. W celu sprawdzenia poprawności działania przedstawianych metod i układów transportu, opracowano narzędzie jakim jest model suwnicy pomostowej wraz z układami napędowymi.

Rezultatem przeprowadzonych prac są zweryfikowane eksperymentem modele dynamiczne napędów jazdy mostu i wózka, z możliwością ich kojarzenia wraz z modelem zawieszonego na linach ładunku. Przebiegi modelowe wykazują dużą zgodność z przebiegami eksperymentalnymi, niezależnie od kierunków ruchów jazdy mostu i wózka i sposobu ich kojarzenia. Modele nie wymagają skomplikowanych pakietów obliczeniowych (autor rozwiązał je wykorzystując ogólnie dostępny program Lazarus), a pozwalają na dowolne kształtowanie zarówno struktury układów sterowania, jak i zakłóceń występujących w czasie pracy suwnicy, czy też różnych warunków brzegowych. Opracowane programy symulacyjne umożliwiły m.in. przeprowadzenie wstępnych badań pozwalających na zachowanie stabilności układów regulacji, dla których wstępny dobór parametrów regulatorów został dokonany metodą Zieglera-Nicholsa.

Badania symulacyjne oparte o zweryfikowane modele fizyczne, opisy matematyczne oraz rozwiązane modele poszczególnych elementów wchodzących w skład złożonego systemu napędowego, jakim jest suwnica pomostowa to bardzo efektywne narzędzie zarówno analityczne, jak i wspomagające projektowanie. Umiejętność zdefiniowania i opisanie zjawisk zachodzących w układach napędowych suwnicy przy pomocy jak najprostszych zależności umożliwia opracowanie złożonych modeli systemów napędowych, kojarzących ruchy różnych mechanizmów jazdy lub wręcz różnych urządzeń pracujących w sposób skoordynowany. Niniejsza praca, określając potrzeby związane z różnymi rodzajami pracy skojarzonych napędów, przedstawia modele poszczególnych układów składających się na urządzenie transportowe.

W przypadku modelu wahającego się ładunku opisanego zależnościami opisującymi ruch wahadła sferycznego dokonano identyfikacji parametrycznej, budując specjalne stanowisko pomiarowe. Wartości parametrów modelu określono dla obu kierunków ruchu mechanizmów jazdy suwnicy. Takie rozróżnienie jest niezbędne, ze względu na inny sposób zaczepienia ładunku i jego różną pracę w tych dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach. Wahania ładunku zawieszonego na wiotkich linach są elementem systemu transportowego, który niesie bardzo duże zagrożenie zarówno kolizją z elementami stałymi na hali, jak i niebezpieczeństwem kontaktu z ludźmi pracującymi w obszarze obsługiwany przez suwnicę. Istniejące rozwiązania opierające się na układach ze sprzężeniami, bądź wymagające wyliczeń kształtu funkcji wymuszającej, zostały w pracy uzupełnione o wymuszenie oparte na określaniu czasów rozruchu i hamowania jako wielokrotności okresu wahań wahadła matematycznego. Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły określić wpływ niedokładności pomiaru długości lin na jakość tłumienia wahań. Przykładowo 10-centymetrowy błąd pomiaru długości lin długości rzędu 5 m daje zadowalające wahania na poziomie 1 cm.

Opisany i zweryfikowany model ładunku umożliwił opracowanie systemu poszukiwania niekolizyjnej drogi ładunku w oparciu o mapę hali z naniesionymi punktami postojów oraz obszarami kolizyjnymi na poszczególnych poziomach. Wprowadzenie najwyższego, bezkolizyjnego poziomu odzwierciedla obecne tendencje stosowania transportu ładunku typu „overhead” z jak największymi prędkościami, zamiast poruszania się po skomplikowanych drogach transportowych. System poszukiwania drogi, oprócz bezpieczeństwa, uwzględnia jeszcze względy ekonomiczne – minimalizację czasu transportu i skonsumowaną do tego energię. Zaproponowany algorytm poszukiwania i zdefiniowane współczynniki jakości ułatwiają podejmowanie decyzji transportowych.

Ze względu na niekorzystne zjawiska pojawiające się w czasie pracy suwnic, takie jak ukosowanie mostu w czasie ruchów roboczych oraz ogólną tendencję do wprowadzania napędów falownikowych z silnikami klatkowymi do układów napędowych tych urządzeń, pojawiła się konieczność opracowania możliwie prostego modelu układu falownik – stojan silnika asynchronicznego, który pozwalałby na określenie charakteru i wielkości ukosowania. W pracy taki model został opisany i zweryfikowany. Model układu falownik – stojan silnika asynchronicznego oraz model mostu potraktowanego jako ciało sztywne poruszające się ruchem płaskim umożliwiły opis zjawisk związanych z ruchem torowym suwnicy pomostowej, zasilanej przetwornicami prędkości. Średnie uchyby odwzorowania za pomocą modelu zarówno prędkości, jak i ukosowania,

czy wahań ładunku nie przekraczają kilku procent, co uznano za wynik zadowalający. Weryfikacja modeli wymagała opracowania koncepcji badań oraz zbudowania kilku stanowisk do badań eksperymentalnych.

Naturalną konsekwencją opracowania modelu całego układu napędowego jazdy mostu były badania symulacyjne suwnicy z różnymi rodzajami napędów. Szeroko stosowany obecnie indywidualny napęd czołownic wymaga kordynowania pracy układów jazdy czołownic w czasie ruchów roboczych. Przeprowadzone w pracy badania pozwoliły określić słabe i mocne strony wszystkich sposobów sterowania suwnicą. Przedstawiono przykładowe wyniki badań różnych układów napędowych, począwszy od napędu stycznikowego, przez napędy falownikowe z regulacją prędkości, układy z regulacją położenia, po zaproponowany układ minimalizacji kąta ukosowania, zorientowany na centralne prowadzenie kół po torach i dający najmniejsze prawdopodobieństwo kontaktu szyna – obrzeża kół jezdnych suwnicy.

Przeprowadzone badania skojarzonych ruchów mostu i wózka wykazały dużą zgodność kompleksowego modelu suwnicy z rzeczywistym urządzeniem. Badania symulacyjne sposobu prowadzenia ładunku wykazały zadowalające prowadzenie ładunku po zadanej trajektorii oraz dużą dokładność jego dostawiania do punktu docelowego, co oznacza zarówno dokładność pozycjonowania mostu i wózka, jak i minimalne wahania po zakończeniu cyklu roboczego umożliwiające natychmiastowe opuszczanie.

Przy opracowaniu modelu ładunku długiego kierowano się przede wszystkim względami bezpieczeństwa w czasie transportu dłuźyc. Zweryfikowany model ładunku długiego dla transportu w płaszczyźnie pionowej zawierającej jego dłuższą oś pozwala, po wprowadzeniu różnych funkcji wymuszających punktów zaczepienia lin, na określenie charakteru zachowania się ładunku w czasie ruchów roboczych. Przedstawiono przykładowe próby minimalizowania wahań poprzez odpowiednie kojarzenie ruchów punktów zaczepienia. Wyniki badań symulacyjnych potwierdzają celowość dalszych prac badawczych, mających na celu opracowanie systemu sterowania, zapewniającego bezpieczny transport dłuźyc.

Odrębnym przypadkiem pracy suwnicy jest jazda z zaproponowanym układem sterowania ruchami dostawczymi suwnicy, który po analizie badań symulacyjnych z różnymi regulatorami zachęca do dalszych prac rozwojowych. W przypadku zastosowań przemysłowych, niezbędnym warunkiem jest opracowanie lub wykorzystanie istniejącego, niezawodnego układu pomiaru kątów wychylenia ładunku.

Przy wykorzystaniu opracowanych i zweryfikowanych eksperymentalnie modeli przeprowadzono szereg badań symulacyjnych istniejących układów sterowania oraz układów zaproponowanych do rozwiązania takich problemów jak kojarzenie ruchów mostu i wózka, ukosowanie, jazda suwnic z długimi ładunkami oraz ruchy dostawcze mechanizmów jazdy, rozumiane jako sterowanie suwnicą za pomocą wychylania ładunku (w zakresie udźwigów określonym obowiązującymi przepisami).

Przedstawione modele są modelami rzeczywistej suwnicy, wrażliwymi na kierunek ruchu całego układu oraz dobrze odwzorowującymi interesujące zjawiska występujące w czasie ruchów roboczych suwnic pomostowych. Mogą być zatem wykorzystywane do badań nad poprawą jakości i bezpieczeństwa prac transportowych z wykorzystaniem suwnic pomostowych.

Przeprowadzone badania symulacyjne z wykorzystaniem opisanych i zweryfikowanych modeli potwierdzają poprawność działania zaproponowanego systemu napędowego, który w oparciu o daną mapę przeszkód umieszczonych w hali wyznaczy automatycznie korzystne trajektorie ruchów poszczególnych mechanizmów jazdy suwnicy oraz doprowadzi ładunek bez zbędnych wahań i ukosowania do punktu docelowego bezpiecznie, z określoną dokładnością i w minimalnym czasie. Zaproponowane rozwiązania mogą stanowić podstawę do realizacji rzeczywistego układu napędowego suwnicy pomostowej.

LITERATURA

- [1] ALESIA J: Handling Long Steel Products Proves to Be a Balancing Act, Iron & Steel Technology – Safety First, September 2011, s. 38-39.
- [2] ALTAFINI C., FREZZA R., GALID J.: Observing the Load Dynamic of an Overhead Crane with Minimal Sensor Equipment, Proceedings of the 2000 IEEE international Conference on Robotics & Automation San Francisco, CA April 2000, Vol. 2, s. 1876-1881.
- [3] ASCHEMANN H, SAWODNY O., HOFER E.P.: Active Damping of Tilt Oscillations and Trajectory Control of Overhead Cranes, Industrial Electronics Society, 2000. IECON 2000. 26th Annual Conference of the IEEE, Vol. 1, s. 70-75.
- [4] ASCHEMANN H., SAWODNY O., LAHRES S., HOFER E.P.: Disturbance Estimation And Compensation For Trajectory Control Of An Overhead Crane, Proceedings of the American Control Conference Chicago, Illinois, June 2000, s. 1027-1031.
- [5] BACKSTRAND J.E.: The Application of Adjustable Frequency Drives to Electric Overhead Cranes, Industry Applications Society Annual Meeting, 1992, Conference Record of the 1992 IEEE, Vol. 2, s. 1986-1991.
- [6] BUGARIĆ U. VUKOVIĆ J.: Optimal Control of Motion of the System Based on Mathematical Pendulum with Constant Length, FME Transactions (2002) 30, s. 1-10.
- [7] BURDZANOWSKI K.: Sterowanie pracą synchroniczną napędów wielosilnikowych przy zastosowaniu sterowników programowalnych PLC, Prace Instytutu Elektrotechniki, Zeszyt 214, 2002, s. 147-158.
- [8] CHENG-YUAN CHANG, FUH-HSIN HWANG: Fuzzy Control of Nonlinear Crane System, Proceedings of the 2006 IEEE/SMC International Conference on System of Systems Engineering, Los Angeles, CA, USA – April 2006, s. 155-160.
- [9] CHUDZIK R: Bezpieczna eksploatacja suwnic, Atest 4/2011, s. 26-28.
- [10] CINK J., KOSUCKI A., TOMCZYK J.: Układ kompensacji zakłóceń wywołanych parciem wiatru z obserwatorem stanu. Przegląd Mechaniczny Nr 1/2003, s. 39-42.

- [11] CINK J., KOSUCKI A.: Nieplanowe zatrzymanie mechanizmu jazdy mostu suwnicy z wytłumieniem wahań ładunku. Materiały VI Konferencji Okrętownictwo i Oceanotechnika – Niezawodność i Bezpieczeństwo Systemów Transportowych. Szczecin – Międzyzdroje Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej 2002.
- [12] CINK J., KOSUCKI A.: Sterowanie mechanizmu dwuosowego przy realizacji zadanej trajektorii płaskiej. Przegląd Mechaniczny 5'10, 2010, s. 17-20.
- [13] CINK J.: Sterowanie optymalne maszyn dźwigowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 878, Łódź 2001.
- [14] DAVIS R.: Modeling optimizes drive systems, Machine Design 2001, s. 80-82.
- [15] EI HAB M. ABDEL-RAHMAN, ALI H. NAYFEH, ZIYAD N. MASOUD: Dynamics and Control of Cranes: A Review, Journal of Vibration and Control 9, 2003, s. 863-908
- [16] GIERLOTKA K., GRZESIK B., NOWAK A., WOJNAROWSKI J.: Control of Overhead Crane Drive with Centered Motion and Elimination of the Bevel, Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics, 1996. ISIE '96, Vol. 2, s. 1061-1065.
- [17] GRABOWSKI E., MORAWSKI A.: Nowoczesne napędy falownikowe dźwignic, Transport Przemysłowy 2001, nr 1 (11), s. 33-37.
- [18] GRABOWSKI E., PIELORZ J., STEFURAK W.: Jednoprogowy tensometryczny ogranicznik zukosowania suwnic bramowych. Biuletyn Techniczny OBRDiUT Bytom 3/1987.
- [19] GRABOWSKI E., PIELORZ J., STEFURAK W.: Ocena możliwości praktycznego wykorzystania wybranych sposobów ograniczenia zukosowania suwnic bramowych. Biuletyn Techniczny OBRDiUT Bytom 3/1987.
- [20] GRABOWSKI E., PIELORZ J., STEFURAK W.: Ograniczniki zukosowania suwnic. Biuletyn Techniczny OBRDiUT Bytom 2/1986.
- [21] GRABOWSKI E., PIELORZ J., STEFURAK W.: Zagadnienie ograniczania zukosowania suwnic. Biuletyn Techniczny OBRDiUT Bytom 2/1986.

- [22] GRUDZIECKI J., KOSUCKI A., MALENTA P., UCIŃSKI J.: Analiza parametryczna modelu mechanizmu jazdy suwnicy sterowanej programowo. Materiały X Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane, styczeń 1997.
- [23] GRUDZIECKI J., KOSUCKI A., MALENTA P.: Badania eksperymentalne ruchów skojarzonych suwnicy pracującej w cyklu automatycznym. Materiały VI Konferencji Okrętownictwo i Oceanotechnika, Międzyzdroje 1998, s. 113-122.
- [24] GRUDZIECKI J., KOSUCKI A., UCIŃSKI J.: Pozycjonowanie suwnicy sterowanej automatycznie. Materiały VIII Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane, styczeń 1995.
- [25] GRUDZIECKI J., KOSUCKI A., UCIŃSKI J.: Pozycjonowanie suwnicy sterowanej programowo. Dozór Techniczny, Warszawa 4/1996.
- [26] GRUDZIECKI J., MALENTA P., KOSUCKI A., TOMCZYK J.: Kojarzenie ruchów suwnicy pracującej w cyklu automatycznym. Przegląd Mechaniczny Nr 9/98, s. 14-17.
- [27] GRUDZIECKI J., MALENTA P., UCIŃSKI J.: Identyfikacja modelu napędu falownikowego. Materiały XII Naukowej Konferencji Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów. Rynia 2000,
- [28] HARTANTO D., VAUPEL G. H., GANSEL W., FISCHER G. L.: Comparison of conventional and frequency converter-driven overhead bridge crane control systems, Power Electronics and Motion Control Conference, The Third International, 2000. Proceedings. IPEMC 2000, Vol. 2, s. 940-945.
- [29] HO-HOON LEE: A New Motion-Planning Scheme for Overhead Cranes With High-Speed Hoisting, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control JUNE 2004, Vol. 126, s. 359-364.
- [30] KACZOREK T.: Teoria sterowania. PWN, Warszawa 1981.
- [31] KOSUCKI A., MALENTA P.: Analiza parametryczna układu sterowania hydrostatycznym napędem jazdy suwnicy pomostowej. Materiały IX Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane, styczeń 1996.
- [32] KOSUCKI A., WOLSKI T.: Badania symulacyjne mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej z kompensacją ukosowania. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny. Wrocław 6/1991.

- [33] KOSUCKI A.: Badania kompensacji ukosowania suwnicy z hydrostatycznym napędem mechanizmu jazdy. Praca doktorska, Łódź, 1998.
- [34] LEYKO J.: Mechanika ogólna. PWN, Warszawa 1978.
- [35] LIFU WANG, XIANGDONG WANG, ZHI KONG: Anti-swing Control of Overhead Cranes, Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation, June 21-23, 2006, Dalian, China, s. 8024-8028.
- [36] MANEERATANAPORN JADESADA, MURAKAMI, TOSHIYUKI: Anti-sway Sliding-mode with Trolley Disturbance Observer for Overhead Crane system, The 12th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control March 25-27, 2012, Sarajevo, Bosnia and Herzegovina, Conference Publications, s. 1-6.
- [37] MITROVIC N., PETRONIJEVIC M., KOSTIC V., JEFTENIC B.: Electrical Drives for Crane Application, Mechanical Engineering, 2012, s. 131-156.
- [38] NOWAK A.: Modelowanie dynamiki jazdy suwnicy pomostowej przy uwzględnieniu zjawiska odbicia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 1995.
- [39] OBULESU Y.P., KUMAR M.V.: Design and simulation of direct torque control of induction motor drive using matlab/simulink, International Journal of Power and Energy Systems, Vol. 27, No. 2, 2007, s. 145-150.
- [40] OZPINECI B., TOLBERT L. M. (2003): Simulink Implementation of Induction Machine Model – A Modular Approach, IEEE International Electric Machines and Drives Conference, June 1-4, 2003, Madison, Wisconsin, s. 728-734.
- [41] PEŁCZEWSKI W., KRYNKE M.: Metoda zmiennych stanu w analizie układów napędowych. WNT, Warszawa 1984.
- [42] PEŁCZEWSKI W.: Teoria sterowania. WNT, Warszawa 1980.
- [43] PIĄTKIEWICZ A., SOBOLSKI R.: Dźwignice. WNT, Warszawa 1977.
- [44] RATEB H. ISSA: Optimal Efficiency Controller of AC Drive System, International Journal of Computer Applications (0975-8887), Vol. 62, No. 12, January 2013, s. 40-46.

- [45] RIGOBERTO TOXQUI, WEN YU, XIAOOU LI: Anti-swing control for overhead crane with neural compensation, 2006 International Joint Conference on Neural Networks, Vancouver, BC, Canada July 16-21, 2006, s. 4697-4703.
- [46] ROGERS L.K.: Overhead handling equipment basics, Modern Materials Handling, 12.2011, s. 30-34.
- [47] SAWODNY O., ASCHEMANNH., LAHRES S.: An automated gantry crane as a large workspace robot, Control Engineering Practice 10 (2002), s. 1323-1338.
- [48] SZPYTKO J. CHODACKI J.: Analiza ewolucji wybranych zespołów dźwignic, Konferencja LOGITRANS 2010, Logistyka, systemy transportowe, bezpieczeństwo w transporcie, Czasopismo: Logistyka 2010, nr 2.
- [49] SZPYTKO J. SMOCZEK J.: Adaptation control technique of overhead crane mechanisms, 11th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation, 2003, Conference Publications.
- [50] ŚWISULSKI D.: Komputerowa technika pomiarowa. Oprogramowanie wirtualnych przyrządów pomiarowych w LabView. Agenda Wydawnicza PAK-u, Warszawa, 2005.
- [51] TAKAHASHI T., RABINS M.J., AUSLANDER D.M.: Sterowanie i systemy dynamiczne, WNT, Warszawa 1976.
- [52] TOMCZYK J. Koncepcja transportu wiotko podwieszonych ładunków dla suwnic sterowanych numerycznie, Materiały VI Konferencji Okrętownictwo i Oceanotechnika, Międzyzdroje 1998, s. 373-382.
- [53] TOMCZYK J. i inni: Badania jakości sterowania mechanizmami dźwignic z wykorzystaniem obserwatora stanu w warunkach zakłóceń działaniem wiatru. Praca badawcza Nr 502 003. Politechnika Łódzka, Łódź, 2009.
- [54] TOMCZYK J., BEDNARSKI S., KOSUCKI A.: Analiza obciążeń dynamicznych w cyklach roboczych dźwignic sterowanych numerycznie. XV Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane 2002. Transport Przemysłowy, 4(6)/2001.
- [55] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Sterowanie numeryczne maszyn roboczych. Materiały konferencyjne, Sympozjum Naukowo-Techniczne Nowoczesność w budowie maszyn i urządzeń górnictwa odkrywkowego, Bełchatów, październik 2003.

- [56] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Badania podstawowych problemów Automatyzacji maszyn roboczych. Materiały VII Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane, styczeń 1994.
- [57] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Metody rozwiązywania problemów automatyzacji sterowania dźwignicami. Przegląd Mechaniczny nr 1, 2003, s. 9-16.
- [58] TOMCZYK J., CINK J.: Automatyzacja transportu ładunków dźwignicami sterowanymi numerycznie, suwnice – transport poziomy. Przegląd Mechaniczny 10 /2001, s. 16-21.
- [59] TOMCZYK J., KOSUCKI A., MALENTA P.: Automatycznie sterowana suwnica eksperymentalna. Materiały VI Konferencji Naukowej Sterowanie, Napęd, Wytrzymałość Zmęczenia i Projektowanie Maszyn Budowlanych, Rynia k/Warszawy, październik 1994.
- [60] TOMCZYK J., KOSUCKI A.: Efektywny transport wewnętrzny wiotko podwieszonych ładunków dźwignicami sterowanymi numerycznie. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej Maszyny Dla Transportu Bliskiego, Służb Komunalnych i Ratownictwa Technicznego. PIMB Kobyłka 2002.
- [61] TOMCZYK J., WOLSKI T., KOSUCKI A.: Experimental and Simulation Tests of Hydrostatic Drive of Overhead Crane Traveling Mechanism with Bevel Angle Compensation. 3rd International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou, China, 1993.
- [62] TOMCZYK J., WOLSKI T., KOSUCKI A.: Układ kompensacji ukosowania suwnicy pomostowej. Materiały VI Konferencji Rozwój Podstaw Budowy Eksploatacji i Badań Maszyn Roboczych Ciężkich – w tym budowlanych. Zakopane, styczeń 1993.
- [63] TREPKA J.: Konserwacja suwnic, Wydawnictwo „KaBe” Krosno 2005.
- [64] UCIŃSKI J. i in.: Badania teoretyczne i doświadczalne możliwości zmniejszania obciążeń dynamicznych w układach napędowych nawrotnych mechanizmów dźwignic, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [65] VAN DOREN V.: Więcej światła na regulację PID, CONTROL ENGINEERING POLSKA, 2009, Nr 6 (59), s. 18-21.

- [66] VAZQUEZ C. COLLADO J.: Oscillation attenuation in an overhead crane: Comparison of some approaches, 6th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control, CCE, 2009 , Conference Publications, s. 1-6.
- [67] VERSCHOOF J.: Cranes – Design, Practice, and Maintenance. Professional Engineering Publishing. Great Britain 2000.
- [68] WAHYUDI, JAMALUDIN JALANI, RIZA MUHIDA, MOMOH JIMOH EMIYOKA SALAMI: Control Strategy for Automatic Gantry Crane Systems: A Practical and Intelligent Approach, International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 4, No. 4 (2007), s. 447-456.
- [69] WĘGRZYN S.: Podstawy automatyki, PWN, Warszawa 1978.
- [70] WÓJCIK S.: Ręczne prace transportowe, Państwowa Inspekcja Pracy, Warszawa 2004.
- [71] YANG JUNG HUA, YANG KUANG SHINE: Adaptive coupling control for overhead crane systems, Mechatronics 17 (2007), s. 143-152.
- [72] YANG, JUNG HUA, YANG, KUANG SHINE: Adaptive Control for 3-D Overhead Crane Systems, Proceedings of the 2006 American Control Conference, Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16, 2006, s. 1832-1837.
- [73] YANG, JUNG HUA: On the Adaptive Tracking Control of 3-D Overhead Crane Systems, Adaptive Control, 2009, s. 277-306.
- [74] ZHENGYAN ZHANG, DINGFANG CHEN, MIN FENG: Dynamics Model and Dynamic Simulation of Overhead Crane Load Swing Systems Based on the ADAMS, Computer-Aided Industrial Design and Conceptual Design, 2008. CAID/CD 2008. 9th International, Conference Publications, s. 484-487.
- [75] ŻABICKI D.: Sterowanie suwnic, Utrzymanie Ruchu, 2011 Nr 10 (78), s. 4-9.

Loads transport research using associated movements of overhead cranes mechanisms

Summary

The monograph discusses the method of overhead crane control at load transport from start point to end point and connected issues of different methods of overhead cranes movements association. The dynamic models of travelling mechanism of overhead cranes and inverter drives and models of flexibly suspended loads are developed. The verification tests done on special prepared stands are presented.

The results of experimental and simulation tests of overhead crane travelling mechanism and its associated movements are shown. In case of simulation tests, the possibilities of associated work in different modes are discussed and examined, eg searching for path without the collision, bevel angle compensation or control of overhead crane movements using payload.

Important, discussed in the paper problem is matter of long load, which devoted a separate section. This is the case of associated movements of two overhead cranes transporting load together. The model of long load for movement in vertical plane containing its longer axis is worked out and verified. This model allow to determine the nature of the behaviour of the load during working movements, after loading the different input signals for movement of points of load suspension. The examples of load oscillation minimisation through proper association of suspension points are presented.

The system of control of transporting load suspension point relative to load is proposed. This system allow to control of travelling mechanisms drives of overhead crane and carriage through manual swing of the load.

With the help of the developed and verified by experiment models series of simulation tests were done for existing and proposed control systems for solving problems like beveling, long load drive and control of the overhead crane by the load (with max load, according to regulations).

The models are models of the real crane, sensitive to the direction of motion of the whole system and a well-Replicated phenomenon during working movements of overhead crane.

CHARAKTERYSTYKA ZAWODOWA AUTORA

Andrzej Kosucki w 1989 roku ukończył studia na Wydziale Mechanicznym, Politechniki Łódzkiej, na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn, uzyskując tytuł magistra inżyniera o specjalności Maszyny Robocze Ciężkie. W październiku 1989 roku został zatrudniony jako asystent stażysta, a po roku jako asystent w Zakładzie Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Instytutu Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej.

Jego zainteresowania skupiały się na napędach maszyn roboczych, w szczególności dźwignic. W efekcie prowadzonych prac badawczych napisał pod kierunkiem prof. dr hab. inż. Jerzego Tomczyka pracę doktorską, pt. „Badania kompensacji ukosowania suwnicy z hydrostatycznym napędem mechanizmu jazdy”, którą w grudniu 1998 roku obronił w Zakładzie Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Instytutu Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej, uzyskując tytuł doktora nauk technicznych z dyscypliny „Budowa i eksploatacja maszyn”. Praca na wniosek komisji została wyróżniona. Z dniem 1 stycznia 1999 roku został mianowany na stanowisko adiunkta w Instytucie Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej, a po reorganizacji Instytutu w październiku 2003 r. – w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania. Obecnie, po kolejnej reorganizacji w 2012 r., pracuje w Zakładzie Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Katedry Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej. Zajmuje się układami napędowymi zarówno z silnikami asynchronicznymi, jak i hydraulicznymi, sterowaniem dźwignic oraz modelowaniem układów napędowych. Brał udział jako wykonawca w ośmiu projektach badawczych i celowych: z obszarów swoich zainteresowań, które obejmują dynamikę, sterowanie i automatyzację maszyn i urządzeń, a szczególnie maszyn i urządzeń dźwigowo-transportowych.

Swoje osiągnięcia prezentował w czasopismach, zeszytach naukowych i materiałach konferencyjnych jako autor i współautor w 36 publikacjach (z czego po doktoracie 24).

Przez cały czas prowadził aktywną działalność dydaktyczną, w ramach której prowadził zajęcia ze studentami na kierunkach: Mechanika i Budowa Maszyn, Transport, Informatyka Stosowana w Mechanice oraz Mechatronika. Brał udział w opracowaniu nowych programów studiów dla kierunków Mechanika i Budowa Maszyn, Transport i Mechatronika.

Prowadził zajęcia projektowe, zajęcia laboratoryjne i ćwiczenia oraz wykłady z takich przedmiotów, jak: Praca Przejściowa I i II, Projekt 1, Żurawie, Komputerowe Systemy Diagnostyczne i Pomiarowe, Optymalizacja Sterowania, Środki Transportu, Układy mechatroniczne w napędach maszyn, Sterowanie

numeryczne, Napęd Hydrostatyczny, Modelowanie Układów Mechatronicznych, Napędy Urządzeń Transportu Bliskiego i Technologicznego, Symulacja Komputerowa UTBT, Dynamika Układów Mechatronicznych, Dynamika Urządzeń Transportowych, Modelowanie i Symulacja Komputerowa, Podstawy Sterowania, Mechatronika w Napędach Maszyn, Laboratorium Dyplomowe.

W ramach rozbudowy laboratorium dydaktycznego przygotował oraz brał udział w projektowaniu, bądź montażu, kilku stanowisk laboratoryjnych, m. in. żurawia słupowego z ręcznymi napędami obrotu i podnoszenia, modernizacji osprzętu elektrowciągu do pomiarów naprężeń i ugięć belki dwuteowej, oprzyrządowaniu i oprogramowaniu w Labview żurawia czteroprzegubowego i suwnicy pomostowej, stanowisk do programowania w Labview, stanowiska do badania układów wieloosiowych, stanowiska do badań wolnobieżnych silników hydraulicznych.

Od 1999 r. był promotorem 35 prac dyplomowych (w tym 21 magisterskich) oraz recenzentem 24 prac dyplomowych magisterskich i inżynierskich.

W kadencjach 1999-2002, 2002-2005, 2005-2008 był powoływany przez kolejnych Dziekanów Wydziału Mechanicznego na Sekretarza Komisji Egzaminu Dyplomowego na kierunku Mechanika i Budowa Maszyn. W latach 2008-2013 pełnił funkcję Przewodniczącego Komisji Stypendialnej dla Studiów Doktoranckich.

Brał aktywny udział w kilkunastu konferencjach z obszaru maszyn roboczych i napędów hydraulicznych, będąc współautorem dziesięciu referatów wygłoszonych na tych konferencjach.

Brał udział w Komitetach Organizacyjnych cyklicznych Konferencji Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, które co roku organizuje inna uczelnia. Przy organizacji VIII Konferencji w 1995 roku pracował jako członek Komitetu Organizacyjnego, przy kolejnych: XII Konferencji w 1999 roku, XVI Konferencji w 2003 roku oraz XXIII Konferencji w 2010 roku jako Sekretarz Komitetu Organizacyjnego. Ostatnie konferencje miały status konferencji międzynarodowych. Przy organizacji XVI Konferencji opracował logo Konferencji, które jest wykorzystywane przez wszystkich kolejnych organizatorów aż do dnia dzisiejszego.

Za działalność dydaktyczną i naukową otrzymał następujące nagrody: nagrodę JM Rektora Politechniki Łódzkiej za osiągnięcia naukowe, dwie nagrody JM Rektora Politechniki Łódzkiej za osiągnięcia dydaktyczne, dwie nagrody JM Rektora Politechniki Łódzkiej za osiągnięcia naukowo-dydaktyczne. W 2010 r. został odznaczony Medalem Srebrnym za Długoletnią Służbę.

Prace zespołu Zakładu Maszyn Roboczych i Napędów Hydraulicznych Instytutu Konstrukcji Maszyn, w których brał aktywny udział, zostały wyróżnione na Międzynarodowych Targach w Bydgoszczy (8-20 października 1994 r.) nagrodą

„The Best Exhibit of Inpro 94 Fair” za “New Technology of Load Transport by Microprocessor Controlled Cranes”

Jest autorem lub współautorem kilkunastu opinii (w tym opinii o innowacyjności dla potrzeb pozyskiwania środków europejskich) i ekspertyz z zakresu pracy żurawi, modernizacji i regulacji układów hydraulicznych i ich elementów, dźwigników, urządzeń rekreacyjno-rozrywkowych.

Po 2001 roku brał udział, we współpracy ze Stowarzyszeniem Wystawców Polskich, we wdrażaniu „Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 10 lipca 2001 w sprawie warunków technicznych dozoru technicznego, jakim powinny odpowiadać przenośniki kabinowe i krzeselkowe”, polegającym m.in. na opracowaniu wzorcowych dokumentacji technicznych uproszczonych dla podstawowych urządzeń rozrywkowych objętych dozorem technicznym UDT. W ramach prac związanych z wdrażaniem uzyskał w 2003 roku świadectwo UDT nadające uprawnienia Rzecznawcy technicznego SWP, uprawnionego do modernizacji przenośników w wesołych miasteczkach.

W ramach działalności projektowej był autorem lub współautorem kilkunastu projektów technicznych bądź modernizacji urządzeń, takich jak: podpory suwnicy bramowej, belki pod elektrowciąg, wały sprężarek, prasy hydrauliczne i pneumatyczne, silniki hydrauliczne i hydrauliczne układy napędowe, nożyce do stawiania słupów energetycznych, kładki przeprowowe dla sprzętu do stawiania słupów, zapadnie sceny i wciągarki.

