



UNIWERSYTET TECHNOLOGICZNO-PRZYRODNICZY
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ROZPRAWY NR 139

Tomasz Piątkowski

ANALIZA I MODELOWANIE PROCESU SORTOWANIA STRUMIENIA MAŁOGABARYTOWYCH ŁADUNKÓW JEDNOSTKOWYCH

BYDGOSZCZ – 2010

REDAKTOR NACZELNY
prof. dr hab. inż. Janusz Prusiński

REDAKTOR DZIAŁOWY
dr inż. Sławomir Cieślik

OPINIODAWCY
prof. dr hab. inż. Dionizy Dudek
dr hab. inż. Jerzy Iwaszko

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE
mgr Dorota Ślachciak, mgr Patrycja Fereni-Morzyńska

© Copyright
Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
Bydgoszcz 2010

ISSN 0209-0597

Wydawnictwa Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego
ul. Ks. A. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz, tel. 52 3749482, 3749426
e-mail: wydawucz@utp.edu.pl <http://www.utp.edu.pl/~wyd>

Wyd. I. Nakład 120 egz. Ark. aut. 10,0. Ark. druk. 9,3.
Uczelniany Zakład Małej Poligrafii UTP Bydgoszcz, ul. Ks. A. Kordeckiego 20

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wstęp – przedstawienie problemu naukowego rozprawy	6
2. Opis i analiza istniejącego stanu wiedzy	9
2.1. Podstawowe pojęcia i definicje obszaru zainteresowania	9
2.2. Struktury kinematyczne manipulatorów bezchwytkowych	11
2.3. Określenie wydajności sortowania	15
2.4. Zjawiska fizyczne dominujące w procesie sortowania ładunków	18
2.4.1. Niesprężyste zderzenie ciał	18
2.4.2. Tarcie ślizgowe suche	20
2.5. Dostępne opracowania w zakresie tematu badań	23
2.6. Podsumowanie	24
2.7. Hipoteza i cel pracy. Zakres pracy	25
3. Modele wybranych grup manipulatorów sortujących	27
3.1. Wprowadzenie	27
3.2. Manipulator z aktywną zastawą obrotową	27
3.2.1. Warunki pracy manipulatora	27
3.2.2. Model ruchu ładunku	28
3.2.2.1. Zderzenie ukośne ładunku z zastawą	30
3.2.2.2. Ruch ładunku wzdłuż zastawy	36
3.2.2.3. Ruch ładunku ocierającego się jednym narożem o krawędź przenośnika a drugim o zastawę	37
3.2.3. Charakterystyka układu napędowego zastawy	38
3.2.4. Określenie zadania optymalizacji procesu sortowania	39
3.2.5. Symulacja numeryczna	41
3.2.5.1. Sortowanie strumienia ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku	42
3.2.5.2. Sortowanie strumienia ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania manipulatora	46
3.2.6. Podsumowanie	50
3.3. Manipulator z aktywną zastawą o ruchu postępowym	50
3.3.1. Warunki pracy manipulatora	50
3.3.2. Model ruchu ładunku	51
3.3.2.1. Zderzenie ukośne ładunku z zastawą	52
3.3.2.2. Ruch ładunku wzdłuż zastawy	53
3.3.3. Określenie zadania optymalizacji procesu sortowania	54
3.3.4. Symulacja numeryczna	56
3.3.4.1. Sortowanie strumienia ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku	56
3.3.4.2. Sortowanie strumienia ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania manipulatora	59
3.3.5. Podsumowanie	61
3.4. Manipulator z krążkami skrętnymi	62
3.4.1. Warunki pracy manipulatora	62
3.4.2. Model ruchu ładunku	64
3.4.3. Symulacja numeryczna	67
3.4.4. Podsumowanie	71

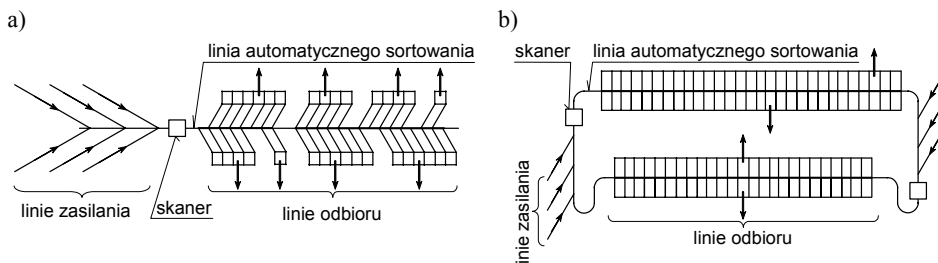
3.5. Manipulator z zabierakami	72
3.5.1. Warunki pracy manipulatora	72
3.5.2. Model ruchu ładunku.....	73
3.5.2.1. Uderzenie ukośne ładunku o zabierak	73
3.5.2.2. Ruch ładunku wzdłuż grupy zabieraków.....	75
3.5.3. Symulacja numeryczna.....	76
3.5.4. Podsumowanie	79
3.6. Manipulator z tackami uchylnymi	80
3.6.1. Warunki pracy manipulatora	80
3.6.2. Model ruchu ładunku.....	81
3.6.2.1. Ruch obiektu ocierającego się dwoma narożami o powierzchnię wewnętrzną tacki	82
3.6.2.2. Ruch obiektu przemieszczającego się jednym narożem po powierzchni wewnętrznej tacki i bokiem po jej krawędzi.....	85
3.6.3. Charakterystyka ruchu tacki	87
3.6.4. Symulacja numeryczna.....	90
3.6.4.1. Wpływ krzywizny tacki na inicjację wyładunku obiektu	90
3.6.4.2. Optymalizacja charakterystyki ruchu roboczego tacki.....	93
3.6.5. Podsumowanie	100
4. Określenie wielkości skalujących opracowane modele – badania doświadczalne	101
4.1. Wyznaczanie współczynnika tarcia ładunku	101
4.1.1. Metoda badań właściwości ciernych ładunku	101
4.1.2. Warunki badań pozycjonowania obiektu układem przeciwbieżnie napędzanych taśm	103
4.1.3. Wyniki badań	107
4.2. Wyznaczanie współczynnika sztywności i tłumienia ładunku przy udarze	109
4.2.1. Zmodyfikowany nieliniowy model Kelvina.....	109
4.2.2. Metoda wyznaczania współczynnika sztywności i tłumienia ładunku	111
4.2.3. Warunki badań swobodnego spadku obiektu na nieodkształcalne podłoże	112
4.2.4. Wyniki badań	114
4.3. Badanie doświadczalne przeciążeń podczas swobodnego spadku ładunku na sprężystą belkę.....	116
4.3.1. Metoda badań zderzenia ładunku z podatną przeszkodą.....	116
4.3.2. Warunki badań swobodnego spadku obiektu na sprężystą belkę.....	118
4.3.3. Wyniki badań	118
5. Analiza uzyskanych wyników	121
5.1. Ogólne zalecenia stosowania poszczególnych grup bezchwytakowych manipulatorów sortujących	121
5.2. Ocena wpływu modeli współczynnika tarcia na przebieg procesu manipulowania ładunkami.....	126
5.3. Analiza wpływu podatności członu roboczego manipulatora na narażenie obektu na przeciążenia dynamiczne	130
6. Wnioski	135
Literatura	139
Streszczenie.....	148
Summary	149

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A, B	– długość i szerokość obiektu,
b_p	– współczynnik tłumienia ładunku,
D, \dot{D}	– odkształcenie i prędkość odkształcenia ładunku,
e	– współczynnik restytucji,
F_ξ, F_η	– składowe siły tarcia obiektu o powierzchnię nośną przenośnika głównego,
g	– przyspieszenie ziemskie,
H	– wysokość swobodnego spadku obiektu na nieodkształcalne podłoże,
I_p	– moment bezwładności obiektu względem osi prostopadłej do płaszczyzny ruchu i przechodzącej przez środek masy,
k_p	– współczynnik sztywności ładunku,
L	– długość strefy roboczej manipulatora,
m_p	– masa obiektu,
N	– siła normalna wywierana przez manipulator na obiekt w miejscu kontaktu,
R_s	– położenie czoła ładunku w chwili zadziałania członu roboczego manipulatora,
R_z	– długość członu roboczego,
s	– szerokość przenośnika,
T	– moment sił tarcia obiektu o powierzchnię nośną przenośnika głównego,
t_1	– czas ruchu roboczego,
t_2	– czas pomocniczy,
t_c	– czas cyklu pracy manipulatora,
t_z	– czas zgarnięcia ładunku,
v	– prędkość unoszenia przenośnika głównego,
v_o	– wypadkowy wektor prędkości środka ciężkości obiektu C_s względem taśmy przenośnika,
W_t	– wydajność techniczna procesu sortowania,
x_o, y_o	– współrzędne środka ciężkości obiektu C_s w prostokątnym układzie współrzędnych $Ox_o y_o$,
\dot{x}_o, \dot{y}_o	– rzuty liniowej prędkości środka ciężkości obiektu na oś x_o i y_o ,
\ddot{x}_o, \ddot{y}_o	– rzuty liniowego przyspieszenia środka ciężkości obiektu na oś x_o i y_o ,
Δ	– odległość pomiędzy obiektami,
Δc	– odległość pomiędzy czołami obiektów transportowanych na przenośniku,
Δs	– odległość obiektu od krawędzi przenośnika głównego,
$\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$	– położenie, prędkość i przyspieszenie kątowe członu roboczego manipulatora,
$\phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$	– położenie, prędkość i przyspieszenie kątowe obiektu,
μ_1, μ_2	– współczynnik tarcia obiektu o przenośnik główny i o element wykonawczy manipulatora,
ξ, η	– składowe wektora prędkości względnej v_o środka ciężkości obiektu C_s na powierzchni nośnej przenośnika głównego.

1. WSTĘP – PRZEDSTAWIENIE PROBLEMU NAUKOWEGO ROZPRAWY

Przedmiotem pracy są zagadnienia związane z modelowaniem i analizą zjawisk dynamicznych występujących podczas wykonywania czynności automatycznego sortowania ładunków jednostkowych (prostopadłościennych obiektów – paczek pocztowych) transportowanych na przenośnikach w sposób ciągły [59, 111, 120]. Problem sortowania produktów jednostkowych istnieje tam gdzie jest ich duża koncentracja. Towarzyszy zadaniom kompletacji i dekompletacji dostaw ładunków jednostkowych w logistycznych centrach dystrybucyjnych, np.: w węzłowych urzędach pocztowych, domach sprzedaży wysyłkowej, portach lotniczych [125]. Rozdział ładunków na poszczególne kierunki zgodnie z przeznaczeniem realizowany jest za pomocą manipulatorów bezchwytkowych wkomponowanych w przenośnikowy system transportowy, oddziałujących na obiekty odpowiednio zaplanowanym pchnięciem, uderzeniem lub sekwencją pchnięć [2, 4, 25, 44]. Przykładowy układ linii automatycznego sortowania ładunków przedstawiono na rysunku 1.1. Ukształtowanie tych linii wynika z możliwości zabudowy dostępnej przestrzeni magazynowej oraz typów zastosowanych przenośników. Ładunki do sortowania doprowadzane są liniami zasilającymi, których wejścia do linii automatycznego sortowania poprzedzone są stanowiskami do odczytywania cech charakterystycznych obiektów (kodów kreskowych, pisma odręcznego, anten chipowych, właściwości promieniotwórczych, magnetycznych, wymiarów zewnętrznych, masy, stanu powierzchni itp.). Posortowane ładunki kierowane są do ześlizgów, z których trafiają do linii odbiorczych.

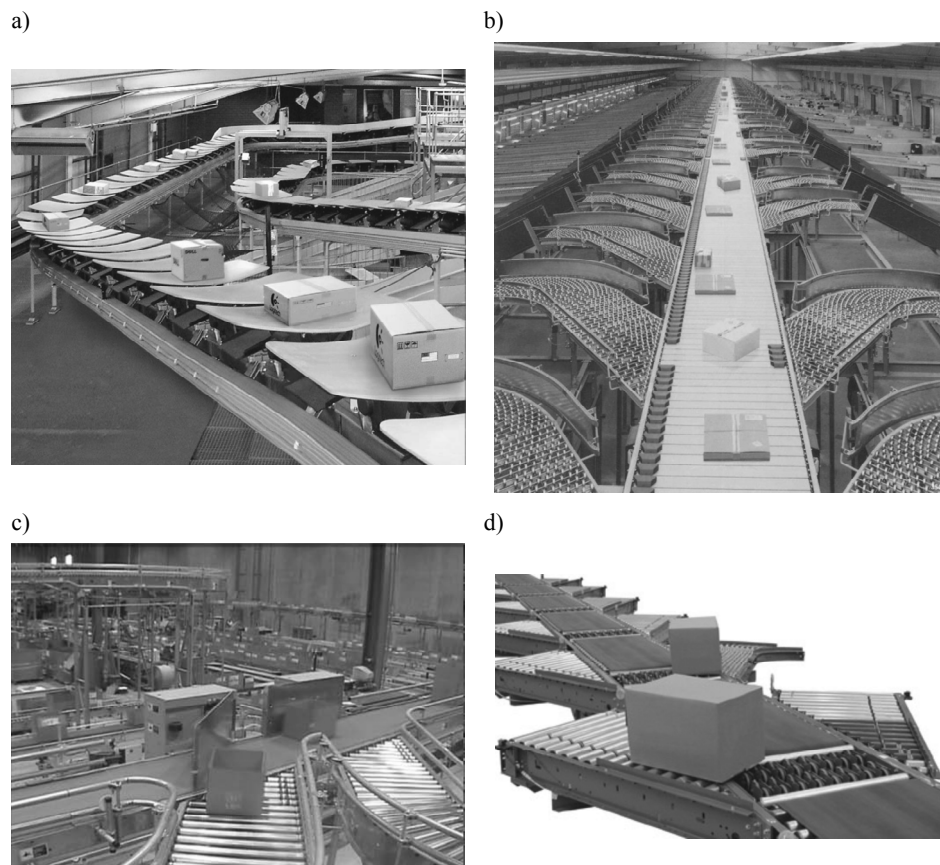


Rys. 1.1. Przykłady konfiguracji linii automatycznego sortowania ładunków [153]: a) w kształcie odcinka linii prostej, b) w kształcie zamkniętej pętli

Proces transportowo-rozdzielczy powinien charakteryzować się bezpieczeństwem transportowanych obiektów, precyzją wykonywanych czynności, wysoką niezawodnością i szybkością rozdzielania ładunków. O niezawodności całego systemu transportowo-rozdzielczego decyduje niezawodność jego najsłabszego elementu [71]. Ogniwnem najbardziej skomplikowanym i wykonującym najbardziej odpowiedzialne zadanie jest manipulator, a zwłaszcza jego elementy wykonawcze. Ich praca w zdecydowany sposób wpływa na ogólne zachowanie się systemu.

Wartości podstawowych parametrów strumienia ładunków jednostkowych (prędkość transportowania, masa pojedynczego ładunku, ukształtowanie geometryczne toru

przemieszczanych ładunków) w warunkach eksploatacyjnych powodują powstawanie w systemie transportowym przyspieszeń i przeciążeń dynamicznych przemieszczanych ładunków. W zależności od zakładanego natężenia przepływu manipulowanych obiektów i ich cech fizycznych (podatności na uszkodzenia mechaniczne, właściwości ciernych, sprężysto-tłumiących) należy wyznaczyć optymalne rozwiązanie techniczne układów wykonawczych manipulatorów, np. tacek, zabieraków, zastaw aktywnych, krążków skrętnych (rys. 1.2).



Rys. 1.2. Przykłady układów wykonawczych manipulatorów sortujących: a) tacka uchylna [153], b) zabieraki [25], c) zastawa aktywna o ruchu obrotowym [6], d) krążki skrętne [127]

Istotę problemu naukowego pracy stanowi kwestia kształtowania i doboru cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych urządzeń sortujących węzła transportowego. Sprowadza się ona do określenia wytycznych niezbędnych podczas formułowania założeń konstrukcyjnych nowych rozwiązań manipulatorów ukierunkowanych na obsługę ładunków jednostkowych transportowanych w potokach oraz opracowania zaleceń koniecznych do optymalnego sterowania procesami roboczymi realizowanymi przez manipulatory istniejące. Podstawą warsztatu naukowego prowadzącego do rozwiązania wytyczonego problemu jest analiza wyników symulacji i optymalizacji numerycznej realizowanej za pomocą modeli teoretycznych identyfikujących funkcjonowanie syste-

mów sortujących. Zbudowane modele zawierają opracowania zjawisk fizycznych występujących podczas interakcji pomiędzy obiektem a elementami wykonawczymi manipulatorów. Opisy przyjętych modeli obejmują dyskretyzację ciągłego procesu sortowania. Polega ona na podziale na stany kinematyczno-dynamiczne ruchu obiektu, które można ująć w zwarte moduły modelu fizycznego, matematycznego i numerycznego (np. odskok obiektu po udarze, ruch swobodny, ocieranie i układanie obiektów krawędziami lub powierzchniami względem elementów wykonawczych manipulatorów).

Istotnym elementem realizacji przedsięwzięcia badawczego są badania eksperymentalne. Ich głównym celem jest wyznaczenie wielkości skalujących opracowane modele oraz ocena poprawności przyjętych założeń opisu teoretycznego procesu sortowania.

2. OPIS I ANALIZA ISTNIEJĄCEGO STANU WIEDZY

2.1. Podstawowe pojęcia i definicje obszaru zainteresowania

Ładunek jednostkowy w prezentowanej pracy stanowi prostopadłościenny obiekt [121], który zawiera różnorodne dobra materialne zamknięte w opakowaniu ochronnym (celem poprawienia ich podatności transportowej [116]), tworząc jednostkę transportową przystosowaną do zmechanizowanych prac transportowych, np. paczkę pocztową [48, 123]. W przypadku paczek pocztowych gabaryty mieszczą się w zakresie dopuszczalnych wymiarów granicznych [113]: długość $\langle 0,14; 0,7 \rangle$ m, szerokość $\langle 0,1; 0,6 \rangle$ m, wysokość $\langle 0,04; 0,6 \rangle$ m, masa do 15 kg. Zakresy wymiarów ładunków jednostkowych uwzględnianych przez wytwórców urządzeń sortujących [4, 7, 137] są nieco szersze: długość $\langle 0,1; 1,2 \rangle$ m, szerokość $\langle 0,1; 0,8 \rangle$ m, wysokość $\langle 0,02; 0,8 \rangle$ m, masa do 50 kg. Określenia: ładunek, obiekt i paczka traktowane są w prezentowanej pracy jako synonimy.

Transport (wg definicji PN [110]) jest zespołem czynności związanych z przemieszczaniem ładunków jednostkowych, obejmującym zarówno samo przemieszczanie z miejsca na miejsce, jak i wszelkie działania, jakie do tego celu mogą być konieczne: czynności ładunkowe (załadunek, wyładunek względnie przeładunek) oraz czynności manipulacyjne [27, 28].

Logistyczne centrum dystrybucyjne jest węzłem transportowym o dużej koncentracji różnorodnych towarów, określającym miejsce na szlaku, gdzie zaczyna się i kończy transport dla co najmniej trzech różnych szlaków transportowych [77] (np. porty lotnicze, węzłowe urzędy pocztowe, domy sprzedaży wysyłkowej, taśmy montażowe).

Czynności manipulacyjne wykonywane na strumieniach ładunków jednostkowych obejmują m.in.: sortowanie [77] (podział strumienia ładunków na różne potoki), łączenie kilku strumieni ładunków w jeden strumień, pozycjonowanie translacyjne i obrotowe (roz mieszczanie ładunków w potoku) [14].

Proces [77, 78] jest ukierunkowanym łańcuchem (ciągiem) zdarzeń następujących po sobie w czasie i stanowiących stadia, fazy, etapy rozwoju lub przeobrażeń prowadzących do pewnego stadium końcowego. Podatność procesu na wyodrębnianie etapów sprzyja dyskretyzacji jego przebiegu (cecha pożądana podczas modelowania, symulacji i analizy ciągłego przebiegu zdarzeń).

Proces manipulowania jest zespołem czynności manipulacyjnych wykonywanych na obiektach [14, 15, 77].

Proces sortowania strumienia ładunków jednostkowych [77] polega na podziale potoku ładunków (wydzielaniu ładunków z potoku) i kierowaniu ich na nowe linie transportowe na podstawie cech charakterystycznych rozpoznawanych przez układ skanowania i detekcji systemu transportowego. Cechy charakterystyczne wyróżniające poszczególne obiekty mogą być określane na podstawie wymiarów zewnętrznych, masy, stanu powierzchni, identyfikacji optycznej (kodów kreskowych, pisma odręcznego), radiokomunikacyjnej (anten chipowych), analizy radiologicznej, promieniotwórczej, magnetycznej itp. Każdemu rozpoznanemu przez system detekcji ładunkowi przypisywany jest odpowiedni nowy kierunek dalszego transportowania.

Proces pozycjonowania strumienia ładunków jednostkowych polega na nadawaniu poszczególnym obiektom w potoku ściśle określonego położenia translacyjnego, odste-

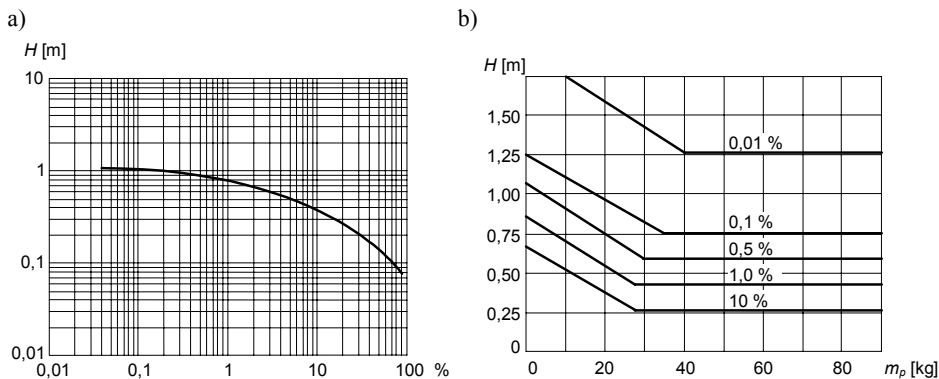
pów pomiędzy obiektami oraz orientacji kątowej, niezależnie od zajmowanego przez te obiekty położenia początkowego [15].

Niezawodność procesu sortowania rozumiana jest jako poprawna dystrybucja ładunków z jednego kierunku transportowania na odpowiednio inne. O powodzeniu procesu rozdziału decyduje chwilowe położenie środka ciężkości ładunku. Wydzielenie ładunku z potoku następuje wtedy, gdy środek ciężkości ładunku przekroczy skraj przenośnika dotychczas zajmowanego i znajdzie się w zasięgu oddziaływania nowego kierunku dalszego transportowania [97].

Bezpieczeństwo sortowanych ładunków (podczas realizacji założonej wydajności procesu, dostosowanej do całego systemu zasilająco-odbiorczego rozdzielni) odnosi się do niedopuszczenia do powstawania uszkodzeń opakowań i ich zawartości. Głównym zagrożeniem naruszenia bezpieczeństwa ładunków jest oddziaływanie mechaniczne o charakterze udaru, spowodowane kontaktem ładunku z elementami wykonawczymi manipulatora, upadkiem ładunku na podłoże lub na inne ładunki [92, 99].

Narazenie mechaniczne ładunków o charakterze udaru identyfikowane jest poprzez wysokość swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże. W pracy przyjęto, iż oddziaływanie dynamiczne spowodowane swobodnym upadkiem z wysokości $H_{dop} = 0,3$ m określa graniczną wartość dopuszczalnego przeciążenia, na jaką może być narażony ładunek, np. podczas oddziaływania na jego powierzchnię elementów wykonawczych manipulatora [103].

Przyjęta dopuszczalna wysokość swobodnego spadku (dopuszczalnego przeciążenia) wynika z faktu, iż około 20% ogólnej liczby ładunków w całym procesie transportowym (od dostawcy do odbiorcy końcowego) i towarzyszącym mu czynnościami manipulacyjnym poddawanych jest oddziaływaniom dynamicznym porównywalnym do upadku z wysokości $H = 0,3$ m na nieodkształcalne podłoże [41, 132] – rys. 2.1.



Rys. 2.1. Wykresy narażenia ładunków na upadek z wysokości H na nieodkształcalne podłoże w trakcie transportowania: a) w funkcji prawdopodobieństwa zdarzenia (w procentach) [132], b) w funkcji masy ładunku i prawdopodobieństwa zdarzenia [41]

Konsekwencją powyższych ustaleń są także wymagania stawiane ładunkom, których strumień ma być poddany czynnościom automatycznego manipulowania. Ładunki muszą spełniać wymagania ustalone przez PN [117, 118, 119] odnośnie odporności na uderzenia przy swobodnym spadku. Ładunki „delikatne”, zawierające nieodpowiednio zabezpieczone materiały kruche lub składniki niebezpieczne dla otoczenia, łatwo ulegające uszkodzeniom (tzn. o mniejszej wrażliwości mechanicznej na uszkodzenie [158, 159] niż narażenie

dynamiczne spowodowane upadkiem na nieodkształcalne podłoże z wysokości $H_{dop} = 0,3$ m), powinny być odpowiednio oznakowane i poddawane ręcznym czynnościom manipulacyjnym lub realizowanym za pośrednictwem urządzeń o obniżonej emisji przeciążeń wywieranych na powierzone im obiekty.

Manipulator [28] jest urządzeniem wykorzystywanym do realizacji zdalnych zaprogramowanych czynności manipulacyjnych określonych przedmiotów.

Manipulator bezchwytakowy jest pozbawiony chwytaka, który zadanie manipulowania obiektem realizuje w wyniku oddziaływania członem roboczym poprzez pchnięcie (lub sekwencję odpowiednio zaplanowanych pchnięć – niekiedy uderzeń) [36, 85, 98].

Zastawa aktywna jest to człon roboczy stacjonarnego manipulatora bezchwytakowego, stanowiący napędzane ramię o jednym stopniu swobody, poruszające się podczas akcji manipulacyjnych ponad powierzchnią przenośnika (np. taśmowego) ruchem postępowym lub obrotowym [82, 93, 135].

Zastawa pasywna jest członem roboczym stacjonarnego manipulatora bezchwytakowego zamocowanym ponad powierzchnią przenośnika (np. taśmowego) skośnie względem kierunku transportowania, stanowiącym nieruchomą przeszkodę dla transportowanych obiektów, wymuszającą zmianę ich położenia. Odpowiednio rozmieszczona grupa zastaw pasywnych (układ zastaw) może realizować ściśle zaplanowaną sekwencję pchnięć obiektu, doprowadzając go do zadanego położenia docelowego z dowolnego początkowego [14, 94].

Tacka to człon roboczy potokowego manipulatora bezchwytakowego, będący wyposażeniem segmentu przenośnika członowego stanowiący aktywną powierzchnię nośną, na której spoczywają transportowane obiekty. Zadanie sortowania ładunków realizowane jest poprzez wychylenie tacki i grawitacyjne zsuwanie obiektu z jej powierzchni (tacki uchylne) [154] lub w wyniku przemieszczenia obiektu spoczywającego na poprzecznym przenośniku taśmowym pokrywającym poziomą powierzchnię tacki (tacki przenośnikowe) [13].

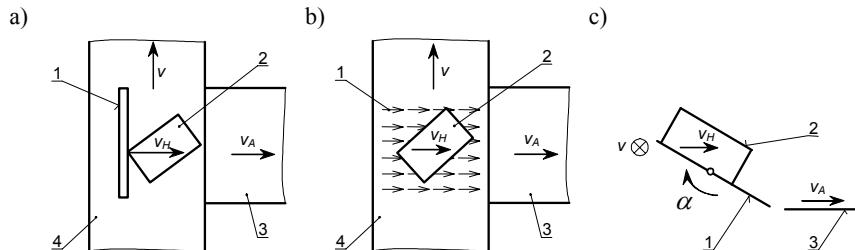
2.2. Struktury kinematyczne manipulatorów bezchwytakowych

Rozdzielanie ładunków można wykonywać na wiele sposobów. Wszystkie łączy wspólna cecha. W celu rozsortowania potoku ładunków na planowane kierunki konieczne jest przekazanie poszczególnym ładunkom impulsu siły we właściwy sposób i w odpowiedniej chwili, powodując zmianę ich kierunku przemieszczania. Podstawowe metody uzyskiwania tego impulsu to:

- oddziaływanie na obiekt elementem wykonawczym powodującym zgarbianie (spychanie) obiektu z przenośnika (rys. 2.2a) – np. manipulatory z zastawami lub z zabierakami,
- oddziaływanie na obiekt aktywną powierzchnią nośną, na której spoczywają transportowane ładunki:
 - przemieszczanie obiektu oddziaływaniem kierunkowo zorientowanego pola sił tarcia (rys. 2.2b) – np. manipulatory w postaci układu napędzanych krążków pozwalających na sterowanie (programowanie) kierunkiem pola sił tarcia oddziałującego na ładunek,
 - zsuwanie obiektu z przenośnika siłą grawitacji (rys. 2.2c) – np. manipulatory z tackami uchylnymi.

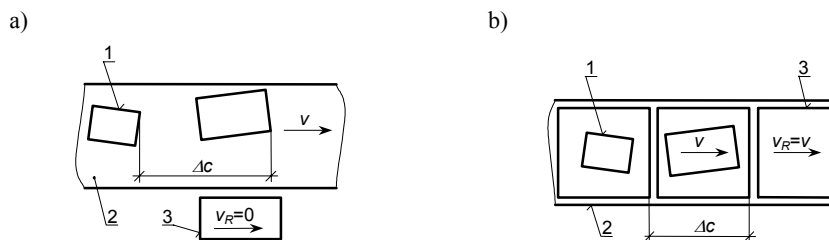
W skład struktury kinematycznej urządzenia specjalizowanego do manipulowania strumienia ładunków jednostkowych zazwyczaj wchodzi jeden człon ruchomy (człon roboczy pozbawiony chwytaka) i jedno połączenie ruchowe, obrotowe lub przesuwne.

W klasycznym ujęciu manipulator o takiej strukturze może zmienić tylko jeden stopień swobody obiektu, np. jeden kąt orientacji lub jedno przesunięcie [85].

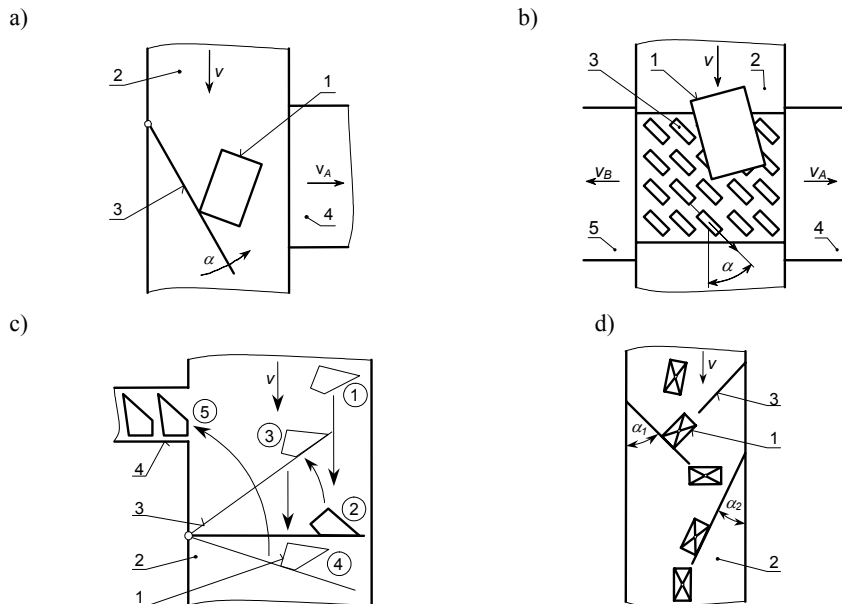


Rys. 2.2. Metody realizacji procesu sortowania obiektów transportowanych na przenośnikach poprzez: a) zgarnianie (spychanie), b) przemieszczanie kierunkowo zorientowanym polem sił tarcia, c) zsuwanie siłą grawitacji; 1 – element odpowiedzialny za realizację procesu sortowania, 2 – sortowany obiekt, 3 – nowy kierunek transportowania obiektu, 4 – dotychczasowy kierunek transportowania, v – prędkość liniowa przenośnika, v_H – prędkość obiektu wymuszona oddziaływaniem manipulatora, v_A – prędkość liniowa przenośnika odbiorczego

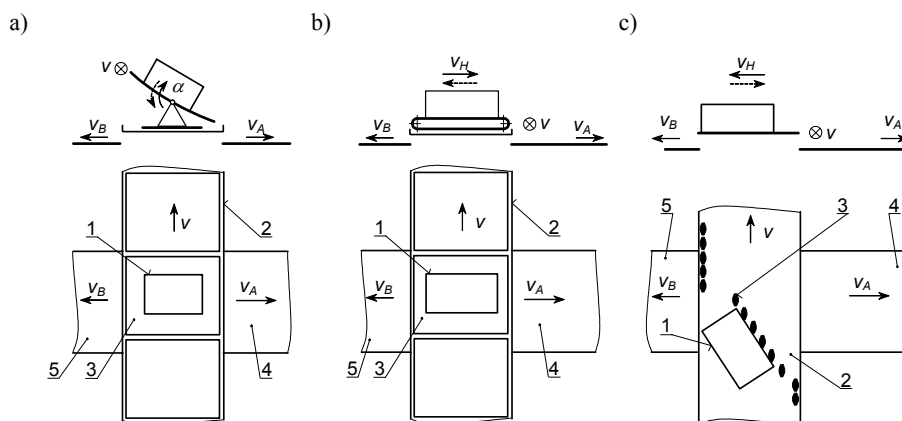
Prosty w swojej postaci manipulator bezchwytakowy uzyskuje zdolność manipulowania obiektem w wyniku więzi z funkcjami transportowymi przenośników [96] – manipulatory sortujące i pozycjonujące współpracują zwykle z przenośnikami (np. taśmowymi, segmentowymi). Ze względu na odmienność wykorzystywania funkcji transportowych przenośników wyselekcjonować można manipulatory stacjonarne i potokowe (rys. 2.3). Manipulatory stacjonarne są zespolone z konstrukcją nośną przenośnika (trwają względem niej w bezruchu, $v_R = 0$ – rys. 2.3a), a ich człony robocze swoje ruchy robocze wykonują ponad powierzchnią przenośnika. Człony robocze zazwyczaj stanowią ramiona aktywne (wykonujące ruchy obrotowe, postępowe), układy ramion pasywnych, układy napędzanych krążków (rys. 2.4). W manipulatorach potokowych rolę członu roboczego spełniają wyposażone w dodatkowe funkcje segmenty przenośnika członowego (uchylne tacki, tacki o powierzchniach nośnych pokrytych poprzecznymi taśmociągami, przesuwne wzdłuż listew zabieraki – rys. 2.5). Człony robocze manipulatora, będące jednocześnie segmentami przenośnika, wędrują w nim z prędkością potoku ładunków ($v_R = v$ – rys. 2.3b).



Rys. 2.3. Manipulatory bezchwytakowe: a) stacjonarny, b) potokowy; 1 – manipulowany obiekt, 2 – przenośnik, 3 – człony robocze manipulatora, v – prędkość strumienia ładunków, v_R – prędkość ruchu manipulatora, Δc – odległość pomiędzy czołami obiektów



Rys. 2.4. Przykładowe struktury kinematyczne stacjonarnych manipulatorów bezchwytkowych realizujących: a) i b) proces sortowania, c) i d) proces pozycjonowania; a) i c) manipulator z zastawą aktywną [3, 4, 31, 43, 44, 131], b) manipulator z krążkami skrętnymi [7, 16, 17, 65, 68, 127], d) manipulator z układem zastaw pasywnych [14, 15, 94]; 1 – ładunek, 2 – przenośnik główny, 3 – człon roboczy, 4 i 5 – przenośniki odbiorcze, v – prędkość liniowa przenośnika głównego, v_A i v_B – prędkości liniowe przenośników odbiorczych



Rys. 2.5. Przykładowe struktury kinematyczne potokowych manipulatorów bezchwytkowych realizujących proces sortowania: a) tackowy wychyłowy [25, 154], b) tackowy przenośnikowy [22, 137], c) zabierakowy [25, 156]; 1 – ładunek, 2 – przenośnik główny, 3 – człon roboczy, 4 i 5 – przenośniki odbiorcze, v – prędkość liniowa przenośnika głównego, v_H – prędkość liniowa elementu wykonawczego, v_A i v_B – prędkości liniowe przenośników odbiorczych

Pojawienie się w budowie maszyn układów mechanicznych wykraczających poza klasyczne pojęcie manipulatora z chwytakiem poszerza dotychczasową klasyfikację maszyn

[45, 74, 75]. Pośród manipulatorów można obecnie wydzielić dwie grupy: jedną stanowią klasyczne manipulatory z chwytakami i drugą – manipulatory bezchwytakowe (rys. 2.6).



Rys. 2.6. Propozycja klasyfikacji manipulatorów bezchwytakowych

Manipulatory obsługujące potoki ładunków wykonują czynności manipulacyjne na obiekcie będącym w ruchu. Nie chwytają one sztywno obiektu i nie unieruchamiają go – energia kinetyczna obiektu wykorzystywana jest do wspomaganie przebiegu procesu manipulowania. Ma to szczególne znaczenie w przypadku transportowania obiektów w potokach o dużych natężeniach przepływu z dużą prędkością liniową (raptowna redukcja prędkości ruchu obiektu o dużej energii kinetycznej generuje duże siły dynamiczne mogące zagrażać jego bezpieczeństwu).

Funkcjonowanie manipulatora bezchwytakowego określa ruch manipulowanego obiektu względem członu roboczego manipulatora. Manipulowany obiekt nie powiela toru ruchu manipulatora (jak w klasycznym manipulatorze z chwytakiem), gdyż obiekt ma więcej stopni swobody niż sam człon roboczy. Z tego powodu, podczas projektowania przebiegu procesu manipulowania – poza programowaniem toru ruchu manipulatora – należy jeszcze ściśle analizować i przewidywać tor ruchu obiektu.

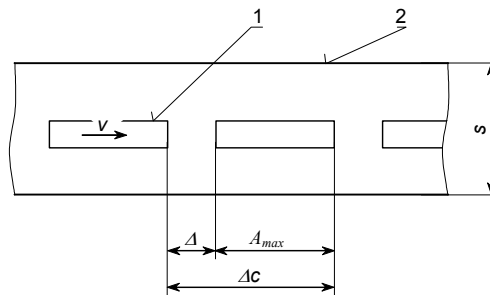
W trakcie realizacji procesu manipulowania człon roboczy manipulatora bezchwytakowego może oddziaływać na obiekt tylko poprzez pchnięcie, wykorzystując przy tym właściwości, jakie nabywają obiekty podczas swobodnego dryfowania w trakcie transportowania przenośnikiem. Obiekty są sprzężone z przenośnikiem tylko oddziaływaniem sił grawitacji i tarcia. Podobny charakter sprzężenia występuje także pomiędzy obiektem a członem roboczym manipulatora podczas realizacji pchnięcia, jednakże duże znaczenie w charakterystyce tego sprzężenia mają ponadto ukształtowanie geometryczne obiektu, członu roboczego, ich właściwości mechaniczne oraz dynamika ruchu efektora i prędkość transportowania potoku obiektów. Rodzaj kontaktu manipulatora z obiektem jest skutkiem wzajemnego położenia członu roboczego, krawędzi, naroży i ścian obiektu. Oddziaływanie członu roboczego na obiekt występuje w miejscu styku o charakterze punktowym, liniowym lub powierzchniowym.

Istotną cechą manipulatorów bezchwytkowych jest to, że nie mają one szczególnych ograniczeń co do kształtu, masy i stanu powierzchni manipulowanych obiektów – człony robocze tych manipulatorów nie muszą dostosowywać się do zewnętrznych cech manipulowanych obiektów.

2.3. Określenie wydajności sortowania

O wydajności technicznej sortowania systemu transportowego W_t decyduje wydajność kierowania ładunków potoku głównego do pojedynczej linii odbiorczej. Założenie to uwzględnia przypadek wprowadzania całego strumienia ładunków do jednego ześlizgu (nowego kierunku transportowania) – w rzeczywistości obciążenie poszczególnych linii odbiorczych jest zmienną losową. Tak rozumiana wydajność techniczna jest funkcją prędkości unoszenia przenośnika v i odległości pomiędzy czołami transportowanych ładunków Δc (wg rys. 2.7):

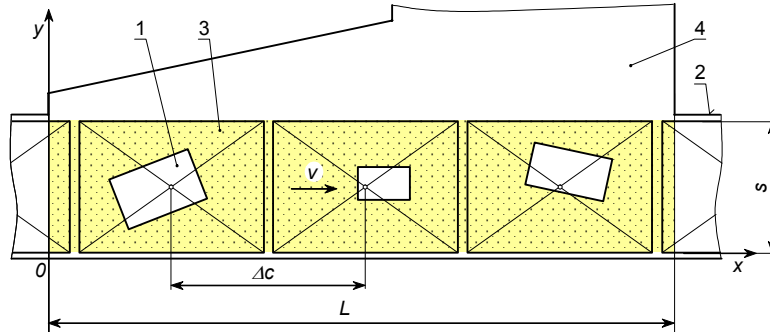
$$W_t = \frac{3600v}{\Delta c} \quad (2.1)$$



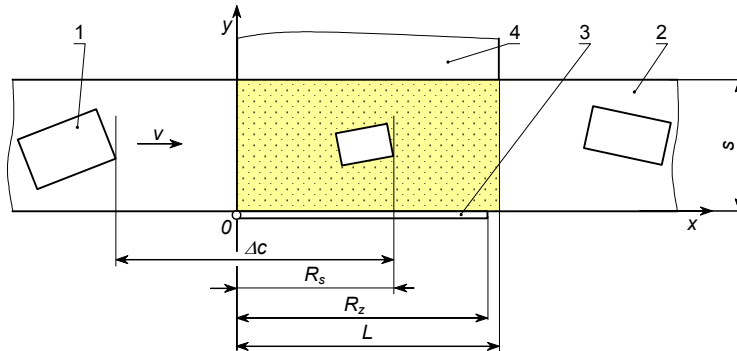
Rys. 2.7. Parametry strumienia ładunków: 1 – ładunek jednostkowy, 2 – przenośnik główny; A_{max} – maksymalna długość ładunku, Δ – odległość pomiędzy ładunkami, s – szerokość przenośnika

Określenie odległości pomiędzy czołami transportowanych ładunków zależy od typu manipulatora (rys. 2.8). W przypadku zastosowania manipulatora potokowego wyposażonego w tacki, na których spoczywają sortowane ładunki (rys. 2.8a), odległość Δc zdefiniowana jest rozmiarem powierzchni nośnej tacki – równa jest odcinkowi łączącemu środki geometryczne sąsiednich tackek. Wymiary tackek uwzględniają maksymalne gabaryty przyjętych do sortowania obiektów.

a)



b)



przestrzeń pracy manipulatora

Rys. 2.8. Schemat przestrzeni roboczej manipulatora: a) potokowego wyposażonego w tacki (np. uchylne), b) stacjonarnego (np. manipulator z aktywną zastawą obrotową); 1 – ładunek jednostkowy, 2 – przenośnik główny, 3 – element wykonawczy manipulatora, 4 – ześlizg (nowy kierunek dalszego transportowania), s – szerokość przenośnika, Δc – odległość pomiędzy czołami ładunków, v – prędkość unoszenia przenośnika, L – długość strefy roboczej manipulatora, w której realizowany jest transfer ładunku do ześlizgu, R_s – położenie czoła ładunku w chwili zadziałania członu roboczego manipulatora, R_z – długość członu roboczego

W przypadku sortowania ładunków manipulatorami stacjonarnymi (np. manipulatorami z zastawami aktywnymi o ruchu obrotowym – rys. 2.8b) odległość Δc określana jest wyrażeniem wynikającym z utrzymania ciągłości strugi zasilającej manipulator oraz z warunku wymuszenia obecności w strefie pracy manipulatora tylko pojedynczego obiektu:

$$\Delta c = \begin{cases} vt_z & \text{gdy } vt_z > A_{\max} + \Delta \\ A_{\max} + \Delta & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (2.2)$$

gdzie:

- A_{\max} – maksymalna długość ładunku,
- Δ – odległość pomiędzy ładunkami,
- $t_z = t_c + \frac{|R_s|}{v}$ – czas zgarnięcia ładunku,
- $t_c = t_1 + t_2$ – czas cyklu pracy manipulatora,

- t_1 – czas ruchu roboczego:
- dla manipulatora z tackami uchylnymi – czas osiągnięcia przez tackę pełnego wychylenia,
 - dla manipulatora z tackami wyposażonymi w przenośnik poprzeczny – czas ruchu przenośnika tacki podczas pokonywania całej szerokości przenośnika głównego,
 - dla manipulatora z zabierakami – czas ruchu zabieraków podczas pokonywania szerokości przenośnika głównego,
 - dla manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym i postępowym – czas osiągnięcia pełnego wychylenia zastawy,
 - dla manipulatora z krążkami skrętnymi – czas ruchu obrotowego krążków powodujących przemieszczenie ładunku do ześlizgu,
- t_2 – czas pomocniczy:
- dla manipulatora z tackami uchylnymi – czas zsuwania ładunku z tacki przy pełnym jej wychyleniu,
 - dla manipulatora z tackami wyposażonymi w przenośnik poprzeczny, manipulatora z zabierakami i manipulatora z krążkami skrętnymi – $t_2 = 0$,
 - dla manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym i postępowym – czas ruchu powrotnego zastawy,
- R_s – w przypadku manipulatora stacjonarnego – położenie czoła ładunku w chwili zadziałania członu roboczego, w przypadku manipulatora potokowego – $R_s = 0$,
- v – prędkość unoszenia przenośnika.

Długość przestrzeni roboczej manipulatora L (rys. 2.8), w której realizowane jest wydzielanie sortowanego ładunku do ześlizgu, ma wpływ na minimalną odległość rozmieszczenia sąsiednich linii odbiorczych. Odległość ta nie może być mniejsza niż długość przestrzeni roboczej L , która zależy od zastosowanej metody sortowania ładunków:

- w przypadku manipulatorów potokowych (rys. 2.8a):

$$L \geq \Delta c \text{ i } L \geq v(t_1 + t_2) \quad (2.3)$$

- w przypadku manipulatorów stacjonarnych (np. manipulatorów z zastawami aktywnymi lub z krążkami skrętnymi – rys. 2.8b):

$$L \leq \Delta c \text{ i } L \geq R_z \quad (2.4)$$

gdzie:

R_z – długość członu roboczego.

W przestrzeni roboczej manipulatora potokowego zwykle znajduje się jednocześnie kilka obiektów, a stacjonarnego – tylko jeden obiekt (warunek uwzględniony w wyrażeniu (2.2)). Jednoczesna obecność w zasięgu oddziaływania stacjonarnego urządzenia sortującego innych obiektów poza aktualnie sortowanym uniemożliwia skuteczny przebieg zaplanowanych czynności manipulatora.

2.4. Zjawiska fizyczne dominujące w procesie sortowania ładunków

2.4.1. Niesprężyste zderzenie ciał

W przypadku manipulatorów pracujących na zasadzie spychania ładunków z przenośników (rys. 2.2a) decydujący wpływ na powstawanie przeciążeń i charakterystykę kinetyczną ładunku w procesie sortowania ma zderzenie ukośne ładunku z elementami wykonawczymi manipulatorów. Współcześnie w badaniach i analizie zjawiska uderu wyróżnia się dwie zasadnicze metody: klasyczną teorię uderu ciał sztywnych oraz teorię uderu ciał odkształcalnych.

Pierwsza z metod operuje modelem ciała sztywnego, a samo uderzenie traktuje jako proces chwilowy (bezczasowy – [40]). Miarą rozproszenia energii kinetycznej uderzenia niesprężystego jest współczynnik restytucji. Po raz pierwszy został on zdefiniowany przez Newtona. Udoskonalone formy opisu tego współczynnika dostępne są także w pracach współczesnych [147, 152]. Przyjęcie modelu ciała sztywnego przy uderzeniu jest skuteczną metodą podczas określania parametrów ruchu po uderzeniu, jeśli stopień deformacji w obrębie kontaktu ciał jest niewielki w porównaniu z ich wymiarem zewnętrznym. Tą metodą niestety nie można wyznaczyć takich wielkości, jak siła i długość uderzenia. Ponadto metoda ta odnosi się tylko do uderu, który występuje pomiędzy obiektem a przeszkodą o nieskończonej wielkiej masie lub przeszkodą o masie skończonej, ale będącą ciałem swobodnym (np. niesprężniętym z podatnym układem napędowym manipulatora [105]).

Według drugiej metody, zjawisko uderu traktowane jest jako proces ciągły, który przebiega w przedziale czasowym: z początkiem odpowiadającym inicjacji kontaktu i końcem w chwili zaniku sił reakcji pomiędzy ciałami [35, 46]. W teoretycznym ujęciu mechanizmu uderu wyodrębnione są tzw. odkształcenia ogólne oraz lokalne (efekty lokalne). Pierwszy punkt widzenia polega na wyłącznym rozpatrywaniu efektów falowych. Zgodnie z tym ustaleniem siły reakcji uderu stają się źródłem intensywnej fali naprężeń rozprzestrzeniającej się po całej objętości ciał, ulegając wielokrotnym odbiciom od powierzchni granicznych [140, 146], którym towarzyszy rozmywanie czoła naprężeń. Rozwiązania tego typu zagadnień podali m.in. [40]: A.B. de Saint-Venant, J.E. Sears, S.P. Timoshenko. Drugie skrajnie przeciwne podejście polega na rozpatrywaniu odkształceń obiektu powstających w obszarze bliskim miejsca styku, które różnią się od reakcji ciał w punktach oddalonych od tego miejsca. Odkształceniom lokalnym towarzyszą stosunkowo duże naprężenia powierzchniowe, z którymi związana jest siła uderzenia. Na ogół siła uderzenia powiązana jest z odkształceniem lokalnym zależnością nieliniową [54, 152].

O tym, jak dużą część energii uderzenia unoszą ze sobą efekty falowe, a jaką efekty lokalne, decyduje przede wszystkim konfiguracja ciał. Jeżeli ciała mają kształt wydłużony (jak pręty, belki, płyty i powłoki), energia rozproszona przez efekty falowe będzie stosunkowo duża, natomiast w ciałach o zwartej budowie (wymiarach w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach takiego samego rzędu – jak np. rozpatrywane w pracy ładunki jednostkowe) – znacznie mniejsza. Ubytek energii kinetycznej ciał charakteryzuje wtedy wielkość strat związanych z odkształceniami lokalnymi.

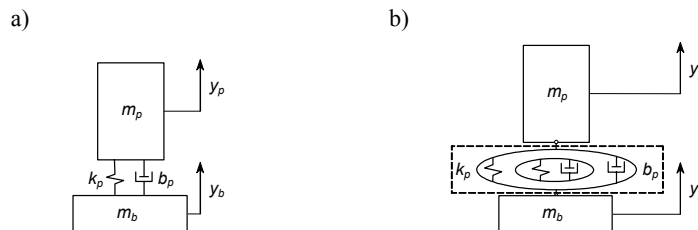
W literaturze odnoszącej się do opisu odkształceń lokalnych występujących podczas uderu najbardziej rozpowszechniony jest klasyczny liniowy model Kelvina [37, 130, 158, 159]. W modelu tym występują dwa równoległe połączone ze sobą elementy: sprężyna o sztywności k_p i tłumik o współczynniku tłumienia b_p (rys. 2.9a). Sprężyna

symuluje siły odkształceń sprężystych ciał, a tłumik – siły związane z absorpcją i rozpraszaniem energii kinetycznej ciał do otoczenia. Siła udaru N wywierana na obiekty jest sumą sił sprężystości i tłumienia:

$$N = b_p \dot{D} + k_p D \quad (2.5)$$

gdzie:

$$D = y_b - y_p, \quad \dot{D} = \dot{y}_b - \dot{y}_p - \text{odkształcenie i prędkość odkształcenia zderzających się ciał.}$$



Rys. 2.9. Modele procesu udaru: a) liniowy model Kelvina, b) zmodyfikowany nieliniowy model Kelvina

Zachowując w modelu uderzenia (2.5) podział sił na dwie grupy (sprężystości i tłumienia) w pracach [35, 46, 159, 162] pojawiają się modyfikacje polegające na zastosowaniu różnych opisów matematycznych tych sił. Innowacje te podyktowane są poszukiwaniem modelu udaru, który dokładniej odzwierciedla rzeczywisty przebieg udaru niż klasyczny model Kelvina.

Przebieg siły uderzenia wyznaczony według modelu Kelvina zgodny jest z fizyczną naturą procesu udaru tylko w przypadku uderzenia idealnie sprężystego ($e = 1$, e – współczynnik restytucji). Wówczas symulowany przebieg siły udaru (bądź przyspieszenia odkształcenia ciał) wzrasta od zerowej wartości początkowej i uzyskuje przebieg sinusoidalny.

Uwzględnienie rozproszenia energii w układzie sprawia, iż siła udaru w chwili inicjacji kontaktu ciał ($t = 0$) ma wartość różną od zera, a w przypadku współczynnika restytucji $e \leq 0,3$ – osiąga w chwili $t = 0$ maksimum [130], którego wartość nie jest wrażliwa na zmiany w konfiguracji zamocowania zderzających się ciał [105]. Z tego powodu na podstawie liniowego modelu Kelvina nie można ocenić jak wprowadzone do członu manipulatora właściwości sprężysto-tłumiące (lub nawet całkowite jego oswobodzenie od układu napędowego) wpływają na złagodzenie oddziaływań dynamicznych. Problemu tego nie rozwiązuje przyjęcie innego opisu sił sprężystości (np. z zastosowaniem funkcji tangens czy tangens hiperboliczny [158, 159]). Rozwiązanie problemu leży po stronie opisu siły tłumienia. Według niektórych autorów [46, 162] należy przyjąć, by siła tłumienia była funkcją dwóch zmiennych: prędkości odkształcenia \dot{D} i odkształcenia ciał D . Koncepcja ta na schematach graficznych przedstawiana jest jako układ koncentrycznie połączonych par elementów sprężysto-tłumiących (rys. 2.9b [46]). Jednoczesne uzależnienie siły tłumienia od prędkości odkształcenia ciał i ich odkształcenia sprawia, że siła uderzenia w chwili inicjacji kontaktu zawsze ma wartość zerową.

Kolejnym problemem napotykanym podczas modelowania niesprężystego uderzenia ciał jest odwzorowanie położenia maksimum siły uderzenia t_m . Powinno ono występować w pobliżu połowy całego czasu trwania uderzenia t_k ; według pracy [41] w przypadku poprawnie zaprojektowanego opakowania $t_m \in (\frac{1}{3}; \frac{1}{2})t_k$ (t_k – czas trwania ude-

zenia). Asymetria kształtu przebiegu przyspieszenia ruchu ciał może być modelowana poprzez dobór funkcji opisujących przebieg siły uderzenia i odkształcenia obiektu przedstawiony w podrozdziale 4.2.

2.4.2. Tarcie ślizgowe suche

W procesie sortowania dominuje tarcie ślizgowe suche. W przypadku ruchu postępowego ładunku po podłożu opór tarcia ekwiwalentny jest sile tarcia F będącej wypadkowym wektorem sił tarcia, utwierdzonej w środku ciężkości powierzchni oporowej ładunku, o kierunku zgodnym z kierunkiem prędkości poślizgu i zwrocie przeciwnym (zgodnie z prawem Coulomba). Nie istnieje wówczas wypadkowy moment sił tarcia T odnośnie środka ciężkości [24, 29].

W ruchu obrotowym wokół osi prostopadłej do płaszczyzny oporowej i przechodzącej przez środek ciężkości ładunku, wskutek pojawienia się elementarnych sił tarcia, pojawia się wypadkowy moment tarcia T , przeciwstawiający się momentowi wymuszającemu ruch ładunku. Wypadkowy wektor sił tarcia F równy jest wtedy zeru.

Czysty ruch postępowy lub obrotowy obiektu jest szczególnym przypadkiem tarcia suchego, rzadko pojawiającym się podczas ruchu ładunku względem powierzchni nośnej przenośnika w procesie sortowania, w którym głównie występuje ruch płaski ładunku.

W ruchu płaskim ciała ściśle określenie wartości, kierunku i punktu przyłożenia wypadkowej siły tarcia (równoważące siły tarcia wywierane na powierzchnię oporową ładunku) związane jest z problemem uciążliwego rozwiązywania całek powierzchniowych po powierzchni kontaktu ciał (w każdym kroku iteracji symulacji ruchu tych ciał). Skutecznym uproszczeniem procesu obliczeniowego jest metoda zaproponowana w pracach [38, 39]. Według ich autorów związku pomiędzy prędkością poślizgu v_o a prędkością kątową ładunku $\dot{\phi}$ w ruchu płaskim oraz siłą F i momentem tarcia T można przedstawić jako:

$$F = \frac{F_{\max}}{\sqrt{1 + \left(\frac{T_{\max} \dot{\phi}}{F_{\max} v_o} \right)^2}} \quad (2.6)$$

$$T = \frac{T_{\max}}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_{\max} v_o}{T_{\max} \dot{\phi}} \right)^2}} \quad (2.7)$$

gdzie:

F_{\max}, T_{\max} – maksymalna siła tarcia i maksymalny moment tarcia występujące odpowiednio w przypadku czystego ruchu postępowego lub obrotowego ładunku:

$$F_{\max} = m_p g \mu_l(v_o) \quad (2.8)$$

$$T_{\max} = \frac{m_p g}{S} \mu_l(v_e) \int_S r dS \quad (2.9)$$

μ_l – współczynnik tarcia ładunku względem powierzchni nośnej w funkcji prędkości poślizgu,
 S – powierzchnia kontaktu ładunku z powierzchnią oporową,
 dS – elementarna powierzchnia tarcia,

- r – odległość elementarnej powierzchni tarcia dS od środka ciężkości ładunku,
 v_e – średnia prędkość poślizgu elementarnej powierzchni tarcia dS :
- $$v_e = 0,5|\dot{\phi}|r_{\max} \quad (2.10)$$
- r_{\max} – maksymalna odległość elementarnej powierzchni tarcia dS od środka ciężkości obiektu.

W ruchu płaskim wypadkowa sił tarcia F pokrywa się z kierunkiem wektora prędkości poślizgu środka ciężkości obiektu v_o i jest do niego przeciwnie zwrócona. Moment tarcia T przeciwstawia się obrotowi ciała wokół własnej osi – ma zwrot przeciwny względem prędkości kątowej $\dot{\phi}$.

Współczynnik tarcia suchego zależy m.in. od rodzaju powierzchni ciał biorących udział w tarciu, jakości powierzchni (stanu chropowatości), temperatury, wilgotności otoczenia i prędkości poślizgu [18, 58, 129]. Najbardziej istotnym czynnikiem wpływającym na zmianę współczynnika tarcia dla danej pary ciał ocierających się o siebie w określonych warunkach otoczenia jest prędkość tarcia [61].

Współcześnie w opisie teorii tarcia suchego proponuje się wiele różnorodnych charakterystyk współczynnika tarcia. Ich przykładowe przebiegi (wyznaczone w funkcji prędkości poślizgu $v_o \in \langle 0; 1 \rangle$ m/s – przedział prędkości odpowiadający umiarkowanej intensywności przebiegu procesu manipulowania) przedstawiono na rysunku 2.10. Mają one najczęściej wyidealizowany przebieg liniowy [60, 151] (rys. 2.10a,b,c) lub niekiedy przebieg nieliniowy, który zwykle jest słuszny w niewielkim zakresie zmian prędkości poślizgu [9, 10, 11, 12] (rys. 2.10d,e,f). Przydatność poszczególnych opisów tarcia (w rozpatrywanym zastosowaniu) można wstępnie ocenić już na podstawie analizy przebiegów przedstawionych krzywych. Wykresy z rysunków 2.10a, b, c i e prezentują logiczny i realny zakres zmienności współczynnika tarcia, zaś charakterystyki z rysunków 2.10d i f świadczą o tym, iż ich wykorzystanie ograniczone jest do występowania tylko niewielkich prędkości poślizgu – przy prędkości poślizgu dochodzącej do 1 m/s współczynnik tarcia osiąga niewiarygodnie dużą wartość.

W opisie wysokowydajnego procesu manipulowania ładunkami konieczne jest opracowanie charakterystyki współczynnika tarcia, która będzie uwzględniać szeroki zakres zmian prędkości poślizgu. Transport potoku ładunków liniami automatycznego sortowania może powodować poślizg obiektów względem roboczych powierzchni manipulatora przekraczający zakres $\langle 0; 2,5 \rangle$ m/s [100]. Wyniki badań doświadczalnych współczynnika tarcia ładunków metodą przeciwbieżnych pól sił tarcia przedstawiono w rozdziale 4.

Szczególne trudności z identyfikacją siły tarcia występują w zakresie prędkości poślizgu bliskich zera [20], przy których pojawia się zjawisko stick-slip [149, 151, 157]. Zjawisku temu towarzyszy gwałtowna zmiana oporów tarcia, mająca istotne znaczenie np. w robotyce przy precyzyjnym pozycjonowaniu członów.

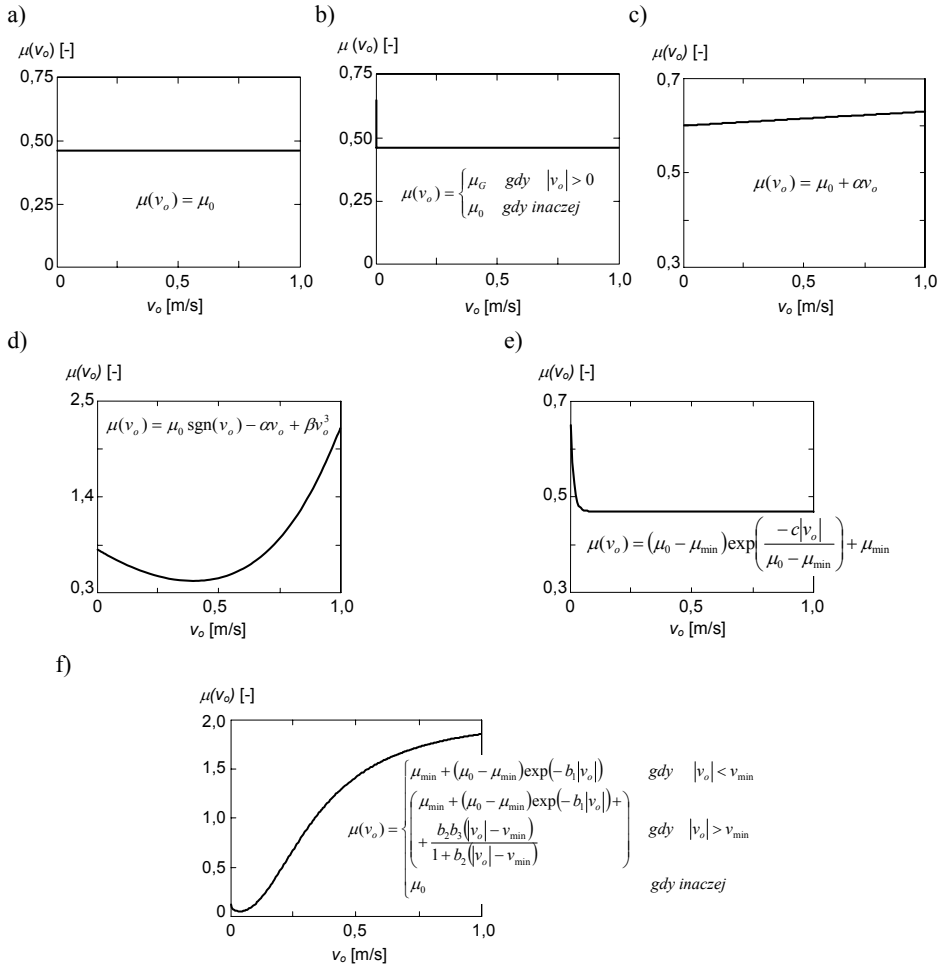
Na potrzeby pracy związki analityczne uwzględniające nieliniowość siły tarcia spowodowaną zjawiskiem tarcia statycznego i kinetycznego opisane są wyrażeniem:

$$F = \begin{cases} F_{kin} \operatorname{sgn}(v_o) & \text{gdy } |v_o| > v_{\min} \\ \left\{ \begin{array}{ll} P_{ext} & \text{gdy } F_{stat} > |P_{ext}| \\ F_{stat} \operatorname{sgn}(P_{ext}) & \text{gdy inaczej} \end{array} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (2.11)$$

gdzie:

- P_{ext} – zewnętrzna siła wywierana na obiekt styczna do powierzchni oporowej,
- F_{kin} – siła tarcia kinetycznego,
- F_{stat} – siła tarcia statycznego.

Występująca w tym wyrażeniu wielkość v_{min} stanowi prędkość progową o małej wartości, poniżej której prędkość poślizgu traktowana jest jako zerowa [55]. Zastosowanie prędkości progowej pozwala na pokonanie trudności występujących podczas numerycznego całkowania równań ruchu, które zawierają nieciągły model sił tarcia (tj. gdy $v_o = 0$). Prędkość progowa nie ma interpretacji fizycznej. Jej wartość przyjmowana jest na podstawie intuicji i doświadczenia badacza. W pracy przyjęto $v_{min} = 10^{-6}$ m/s (w przypadku ruchu postępowego) oraz $\dot{\phi}_{min} = 10^{-6}$ rad/s (w przypadku ruchu obrotowego).



Rys. 2.10. Przykłady przebiegów współczynników tarcia suchego w funkcji prędkości poślizgu: a) stały jednoparametrowy [151], b) stały dwuparametrowy [151], c) liniowy [60], d) wielomianowy [9], e) krzywa Stribecką [9], f) dwie krzywe Stribecką [10]; wartości parametrów (α , β , b_1 , b_2 , b_3 , c , μ_0 , μ_G , μ_{min} , v_{min}) zaczerpnięto z cytowanej literatury

Pierwszy wiersz w równaniu (2.11) reprezentuje stan tarcia kinetycznego, drugi i trzeci – stan tarcia statycznego. Drugi wiersz w tym równaniu odpowiedzialny jest za utrzymanie ciała w spoczynku (gdy siła zewnętrzna P_{ext} jest mniejsza od tarcia spoczynkowego F_{stat}), a wiersz trzeci – za inicjację przejścia ciała ze stanu tarcia spoczynkowego w stan tarcia kinetycznego (gdy siła zewnętrzna P_{ext} staje się większa od siły tarcia statycznego F_{stat}).

2.5. Dostępne opracowania w zakresie tematu badań

Na podstawie analizy krajowych i zagranicznych danych literaturowych można stwierdzić, że ilość dostępnych prac podejmujących problem modelowania procesu sortowania strumienia ładunków jednostkowych transportowanych na przenośnikach jest niewielka [81, 160]. Dotyczą one analizy pracy manipulatora z aktywną zastawą obrotową (rys. 2.4a). Omawiane w nich zagadnienia rozpatrywane są przy założeniu znacznych uproszczeń. W opracowaniach tych ładunek traktowany jest jako punkt materialny lub niekiedy jako jednorodne ciało sztywne, na które oddziałują nieodkształcalne elementy wykonawcze manipulatorów. Zderzenie ładunku z elementem wykonawczym manipulatora opisane jest za pomocą klasycznej teorii zderzenia ciał sztywnych [40] przy założeniu nieskończonej bezwładności ramienia aktywnego i nieodkształcalności całego układu napędowego.

W literaturze światowej manipulatory bezchwytkowe wyposażone w zastawy aktywne (rys. 2.4c) lub układy zastaw pasywnych (rys. 2.4d) znane są z zastosowania w procesie pozycjonowania [19, 60, 61, 70, 73, 145]. Proces pozycjonowania według tych prac odznacza się dużym podobieństwem do procesu sortowania przedstawionego na rysunku 2.4a, z jednym wyjątkiem. W procesie sortowania ładunków cykl roboczy zastawy realizowany jest w wyniku jednokrotnego jej zadziałania w odniesieniu do pojedynczego obiektu, a w procesie pozycjonowania zazwyczaj w wyniku wielokrotnych ruchów roboczych. W badaniach procesu pozycjonowania obiekt przestrzenny traktowany jest jako sztywne dwuwymiarowa (płaska) figura geometryczna przyjmująca kształt wielokąta wypukłego, będącego rzutem prostokątnym obiektu na płaszczyznę ruchu obiektu [1, 36, 72, 135]. Projektowanie niezbędnej liczby akcji manipulacyjnych za pomocą zastaw i kierunków ich oddziaływania odbywa się na podstawie wiedzy o geometrii ładunku, dążąc do doprowadzenia ładunku z dowolnej pozycji początkowej do jednej docelowej poprzez szereg położeń pośrednich [47, 51, 52, 80]. Zachowanie się obiektu w wyniku oddziaływania zastawy na jego krawędź zależy od właściwości tej krawędzi – od tego czy krawędź jest stabilna czy niestabilna. Krawędź stabilna sprawia, że pod wpływem napierającej na nią zastawy ładunek nie zmienia swojego położenia kąтового, a niestabilna, że ładunek wykonuje obrót [1, 2, 15].

Analiza teoretyczna niezbędna podczas planowania przebiegu procesu pozycjonowania za pomocą zastaw sprowadzana jest do opisu zagadnień quasi-statycznych [15, 17]. Badania ograniczone są do rozważań, w których proces manipulowania realizowany jest przy niewielkim natężeniu przepływu ładunków, gdy siły bezwładności oddziałujące na obiekt są pomijalnie małe w porównaniu z siłami reakcji kontaktowych pomiędzy obiektem a manipulatorem. Nie jest uwzględniane zagrożenie uszkodzenia obiektów w wyniku zderzenia z członem roboczym. Ponadto istotnym założeniem modelu procesu manipulowania, poważnie ograniczającym jego przydatność w podejmowaniu decyzji o strukturze kinetycznej manipulatora sortującego, jest pomijanie występowania sił tarcia podczas poślizgu pomiędzy ładunkiem a członem roboczym [14, 15] lub zakładanie całkowitego braku poślizgu [1, 2]. W realnych warunkach eksploatacyjnych występowanie tak wyidealizowanych przypadków pracy jest niezwykle rzadkie.

Inną metodą realizacji rozdziału potoku ładunków na nowe drogi transportowe jest zastosowanie urządzeń, których elementy wykonawcze stanowią aktywną powierzchnię nośną przenośnika, na której spoczywają transportowane ładunki. Praktyczną realizacją tej koncepcji są manipulatory potokowe (zbudowane na bazie przenośnika członowego) z tackami uchylnymi (rys. 2.5a, [153]) lub tackami wyposażonymi w poprzeczne przenośniki taśmowe (rys. 2.5b, [23, 137]) oraz manipulatory stacjonarne (wkomponowane w przenośnik taśmowy) w postaci układu napędzanych krążków lub rolek pozwalających na sterowanie (programowanie) kierunkiem pola sił tarcia wywieranych na ładunek (rys. 2.4b, [7, 16, 65, 69, 127]).

W dostępnych opracowaniach [16, 65, 69] manipulator rolkowy rozpatrywany jest jako urządzenie realizujące proces pozycjonowania i obracania obiektów na przenośnikach. Prace naukowe zajmujące się wykorzystaniem w procesie manipulowania obiektami programowalnych pól sił tarcia dotyczą analizy sterowania układów mikroaktuatorów (niezależnie napędzanych rolek o dwóch stopniach swobody), zaopatrzonych w rozbudowany system sensorów kontrolujących bieżące położenie ładunku i doprowadzających go do ściśle określonego położenia docelowego. W literaturze przedmiotu brakuje natomiast opisów zastosowania tego typu urządzeń w wysokowydajnym procesie sortowania ładunków, w którym obecność czujników sprowadzona jest jedynie do dwustanowego stwierdzenia obecności obiektu w przestrzeni roboczej manipulatora.

W przypadku manipulatorów potokowych realizujących proces sortowania (rys. 2.5) autor nie dotarł do żadnego opracowania dotyczącego analizy i modelowania procesów na nich zachodzących – pomimo długotrwałe prowadzonych studiów literaturowych. W zakresie tej grupy manipulatorów istnieje bardzo duża luka informacyjna.

Wytwarzaniem całych zautomatyzowanych linii rozdzielających ładunków zajmują się wyspecjalizowane firmy, spośród których do czołowych producentów należą m.in.: Sandvik (Szwecja) [31], Beumer, Mannesmann (Niemcy) [13, 153], Crisplant (Dania) [133], Automotion, Wally, Hytrol Conveyor Company (USA) [4, 23, 126]. Firmy te poza ofertami handlowymi swych produktów nie udostępniają żadnych istotnych danych technicznych i konstrukcyjnych. Nie można na ich podstawie określić przyczyn niepoprawnego przebiegu procesu sortowania czy poziomu przeciążeń dynamicznych nadawanych obiektom. Brak jest danych, które mogłyby spowodować wprowadzenie odpowiednich zmian, np. konstrukcyjnych lub nastaw parametrów eksploatacyjnych – usuwających niedogodności w przebiegu procesu sortowania.

2.6. Podsumowanie

Intensyfikacja przebiegu procesu sortowania obiektów nieodłącznie pociąga za sobą wymóg stosowania większych prędkości ich przemieszczania i szybkości pracy manipulatorów, które skutkuje wzrostem energii kinetycznej układu: obiekt – człón roboczy. Energia ta powinna posłużyć do wspomaganie przebiegu procesu manipulowania – niewłaściwe jej wykorzystanie prowadzi do generowania znacznych sił dynamicznych zagrażających bezpieczeństwu manipulowanych obiektów. Rozwój badań w zakresie analizy przebiegu procesu manipulowania potokiem obiektów narzuca konieczność rozpatrzenia dynamiki tego procesu w szerokim ujęciu: uwzględniającym obciążenia obiektu i człónu roboczego manipulatora o charakterze udaru w obecności sił tarcia, sprężystości i tłumienia, wpływu drgań elementów wykonawczych, nierównomierności rozkładu właściwości fizycznych obiektów, odkształcenia obiektów i człónów roboczych.

2.7. Hipoteza i cel pracy. Zakres pracy

Wyznaczenie zakresów zastosowań poszczególnych grup urządzeń sortujących wymaga zbudowania szeregu modeli uwzględniających typowe struktury konstrukcyjne w aspekcie ich kinematyki i dynamiki. Przyjęto zatem hipotezę, że możliwe jest wyróżnienie reprezentatywnego dla badanego obszaru zbioru modeli fizycznych urządzeń, zawierającego zasadnicze cechy aktualnie stosowanych metod kierowania obiektów na nowe drogi transportowe w liniach automatycznych sortowania ładunków jednostkowych. Zdolność skutecznego badania opracowanych modeli uwarunkowana jest poznaniem podstawowych procesów fizycznych uwzględnionych w tych modelach, a niedostatecznie rozeznaczonych dla specyficznych obiektów poddawanych sortowaniu. Wyznaczenie wielkości skalujących te procesy w obszarze badań istotnie zwiększa dokładność przewidywania przebiegu toru ruchu manipulowanych obiektów i wartości wywieranych na nie oddziaływań dynamicznych.

Głównym celem pracy jest określenie zakresów zastosowania wybranych grup struktur kinematycznych manipulatorów sortujących w odniesieniu do wymagań procesu sortowania: oczekiwanej intensywności przebiegu procesu rozdziału i cech fizycznych sortowanych obiektów.

Cel ten realizowany jest poprzez:

- opracowanie dyskretnych modeli fizycznych ciągłego procesu rozdziału potoku ładunków transportowanych na przenośnikach,
- opracowanie modeli matematycznych zjawisk dynamicznych występujących w procesie sortowania,
- opracowanie odpowiednich modeli numerycznych, które umożliwiają przeprowadzenie badań symulacyjnych w odniesieniu do wybranych obiektów rzeczywistych,
- przeprowadzenie optymalizacji numerycznej procesu sortowania.

Ponadto celami pracy są:

- opracowanie metod określania mechanicznych właściwości ładunków jednostkowych,
- wykonanie badań doświadczalnych celem wyznaczenia wartości wielkości charakterystycznych niezbędnych z punktu widzenia przyjętych modeli oraz weryfikujących wyniki badań numerycznych.

Realizacja przyjętych celów pracy wymagała przeprowadzenia szerokiego zakresu analiz teoretycznych omawianych zagadnień wspartych badaniami doświadczalnymi. Wyniki przeprowadzonych rozważań i analiz omówiono w kolejnych rozdziałach pracy.

Praca składa się z dwóch zasadniczych części. Pierwsza część (obejmująca dwa pierwsze rozdziały) opracowana jest na podstawie studiów literaturowych, druga (zawierająca pozostałe rozdziały) – dotyczy prezentacji analiz badań własnych.

Pierwszy rozdział pracy nawiązuje do metod i sposobów rozwiązywania zadania automatycznego rozdziału potoku ładunków jednostkowych transportowanych na przenośnikach. Wykazano w nim potrzebę budowy teoretycznych modeli procesu sortowania realizowanego za pomocą manipulatorów bezchwytkowych. W rozdziale drugim zawarto podstawowe pojęcia i definicje niezbędne do jednoznacznej identyfikacji grup manipulatorów bezchwytkowych oraz sprecyzowania klasy ładunków poddawanych oddziaływaniom urządzeń sortujących. Rozważania z tej części pracy stanowią punkt wyjścia dla przyjęcia odpowiednich dyskretnych modeli fizycznych procesów sortowania w rozdziale trzecim. Modele fizyczne są podstawą do wyprowadzenia równań ruchu

manipulowanych obiektów wykorzystywanych podczas tworzenia modeli matematycznych oraz budowy modułów modeli numerycznych. Rozdział trzeci obejmuje także optymalizację numeryczną realizowaną za pomocą opracowanych modeli teoretycznych. Badania procesu sortowania wykonywane są dla ekstremalnych danych wejściowych. Rozdział ładunków jest procesem losowym – sortuje się ładunki o zmiennych wymiarach i masie, dowolnie ułożone na przenośniku głównym, o różnych właściwościach fizycznych. Rozpatrywane są te przypadki graniczne parametrów potoku sortowanych ładunków oraz cech konstrukcyjnych manipulatorów, które są najbardziej kłopotliwe dla pomyślnej realizacji zaplanowanych czynności. W rozdziale czwartym przedstawiono badania doświadczalne, na podstawie których określano właściwości mechaniczne obiektów (współczynniki sztywności, tłumienia, restytucji, tarcia), niezbędne na potrzeby modelowania procesu sortowania. Konieczność prowadzenia takich badań wynika z braku dostępu do danych charakteryzujących ładunki jednostkowe. Obiekty te są zazwyczaj niejednorodne – są strukturami złożonymi z innych obiektów (np. paczki pocztowe o różnej zawartości). Właściwości fizyczne pojedynczego ładunku różnią się od właściwości poszczególnych tworzyw wchodzących w jego skład. Wyniki badań doświadczalnych stanowią także weryfikację założeń modeli fizycznych przyjętych w rozdziale poprzednim. Rozdział piąty obejmuje analizę uzyskanych rezultatów. Zasadniczym jej efektem jest określenie ogólnych zaleceń i zakresów zastosowania poszczególnych grup bezchwytakowych manipulatorów sortujących (opracowanych na podstawie wyników optymalizacji numerycznej, w której wykorzystane są modele teoretyczne dostępne w rozdziale trzecim). W omawianym rozdziale dokonano oceny wpływu modeli współczynnika tarcia (klasycznych oraz wyznaczonego w pracy) na przebieg procesu manipulowania ładunkami. Określono także skuteczność łagodzenia oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane obiekty poprzez kształtowanie podatności członu roboczego manipulatora. W zakończeniu przedstawiono podsumowanie oraz sformułowano przewidywane możliwości dalszych badań w powiązaniu z podjętą w pracy tematyką.

W świetle istniejącego stanu wiedzy naukowej i praktyki technicznej proponowane ujęcie przedstawionego problemu badawczego stanowi nowy i oryginalny wkład do teorii manipulowania potokiem ładunków jednostkowych, realizowanego za pomocą manipulatorów bezchwytakowych. Prezentowane badania i analizy pełnią funkcję poznawczą w zakresie rozpatrywanej tematyki.

3. MODELE WYBRANYCH GRUP MANIPULATORÓW SORTUJĄCYCH

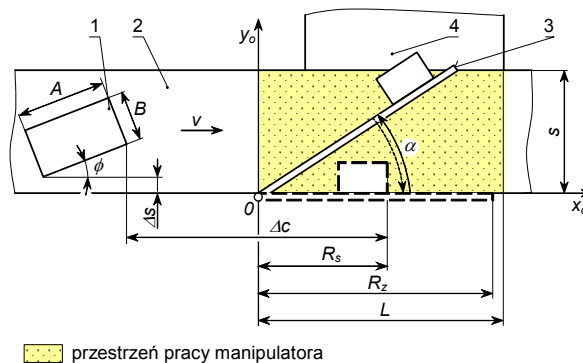
3.1. Wprowadzenie

Analizą teoretyczną objęto struktury kinematyczne manipulatorów, które są typowymi reprezentantami metod automatycznego rozdziału potoku ładunków przedstawionymi na rysunkach 2.2 i 2.3. Prezentowane grupy urządzeń rozdzielczych (pracujące na zasadzie spychania, oddziaływania aktywną powierzchnią nośną, stacjonarne i potokowe) stanowią podstawową ofertę handlową firm produkujących zintegrowane systemy transportowo-rozdzielcze oraz są charakterystyczne dla rozwiązań technicznych będących na wyposażeniu istniejących centrów logistycznych.

3.2. Manipulator z aktywną zastawą obrotową

3.2.1. Warunki pracy manipulatora

Manipulatory sortujące wyposażone w zastawę aktywną (rys. 3.1) rozmieszczone są wzdłuż przenośnika głównego [5, 6, 26, 31, 44]. Proces sortowania wykonywany za pomocą tego urządzenia polega na zgarnianiu ładunków do ześlizgów (nowych kierunków transportowania) zastawą wykonującą ponad przenośnikiem wahadłowe ruchy robocze.



Rys. 3.1. Schemat manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym: 1 – ładunek jednostkowy, 2 – przenośnik główny, 3 – zastawa aktywna, 4 – ześlizg, s – szerokość przenośnika, Δc – odległość ładunku od krawędzi przenośnika, R_s – położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, R_z – długość zastawy, Δc – odległość pomiędzy czołami ładunków, L – długość przestrzeni roboczej manipulatora, $A \times B$ – wymiary ładunku, ϕ – kąt położenia ładunku, α – kąt wychYLENIA zastawy, v – prędkość unoszenia przenośnika

Do podstawowych decyzji wymagających rozstrzygnięcia przez konstruktora podejmującego zadanie zaprojektowania manipulatora z zastawą aktywną należy przyjęcie właściwej długości zastawy, kąta maksymalnego jej otwarcia oraz określenie pożądanych właściwości ciernych powierzchni elementów wykonawczych manipulatora.

Konieczne ponadto jest wyspecyfikowanie zaleceń dotyczących optymalnego sterowania parametrami eksploatacyjnymi urządzenia: prędkością kątową zastawy, prędkością unoszenia przenośnika, chwilą inicjacji ruchu roboczego zastawy względem położenia ładunku i odległością pomiędzy ładunkami w potoku. Wszystkie te wielkości są funkcją cech manipulowanych obiektów (ich wrażliwości na uszkodzenie mechaniczne, wymiarów zewnętrznych, właściwości ciernych, rozkładu gęstości w objętości obiektu), szerokości przenośnika głównego oraz oczekiwanej wydajności sortowania.

Zagadnienie przejmowania i rozpraszania energii zderzenia wyzwalanej podczas wchodzenia ładunku w kontakt z manipulatorem uwzględnione jest poprzez zastosowanie zastawy podatnej o stałej wytrzymałości na zginanie. Istota łągodzenia sił reakcji w procesie sortowania pomiędzy ładunkiem a zastawą jest kontynuacją tematyki podjętej w pracach [83, 84, 86, 95, 104, 105, 108].

Biorąc pod uwagę, iż w procesie sortowania ładunków masy manipulowanych obiektów i członu roboczego manipulatora są porównywalnych rzędów, podczas modelowania właściwości dynamicznych zastawy należy rozpatrywać ją jako układ ciągły o masie rozłożonej. Równanie ruchu belki o masie rozłożonej przyjmuje formę równania różniczkowego cząstkowego [57]. Ścisłe rozwiązanie takiego równania istnieje tylko dla szczególnych przypadków obciążenia i zamocowania belki, np. swobodnie podpartej poziomej belki z przemieszczającym się po niej obiektem ze stałą prędkością [49, 148]. Przypadek ten – pomimo dużego znaczenia praktycznego – nie może być zastosowany w rozpatrywanej analizie procesu sortowania. Powodem tego jest zmienność wartości siły obciążającej belkę i prędkości jej przemieszczania wzdłuż belki. Rozwiązanie zagadnienia współpracy sprężysto-tłumiącej zastawy i manipulowanego na przenośniku tą zastawą obiektu wymaga zastosowania jednej z metod przybliżonych [57, 161]. Spośród dostępnych metod dyskretyzacji układów ciągłych (metody elementów skończonych, różnic skończonych, elementów brzegowych i ich kombinacji) wykorzystano stosowaną w dynamice konstrukcji, m.in. do analizy drgań układów belkowych – metodę odkształcalnych elementów skończonych (*OES*) [57, 62] – stosunkowo najbardziej uniwersalną i wszechstronną. Algorytm metody zaimplementowany został w środowisku programowania Matlab.

Metoda odkształcalnych elementów skończonych (*OES*) należy do grupy metod elementów skończonych (*MES*) [57, 62]. Obok metody sztywnych elementów skończonych (*SES*) stanowi ona trzon metod *MES*. Metoda *OES* bez trudności może być łączona z metodą *SES*.

3.2.2. Model ruchu ładunku

W modelu fizycznym procesu sortowania – pierwszym etapie budowy modelu komputerowego [57, 124, 150, 151] – przyjęto następujące założenia:

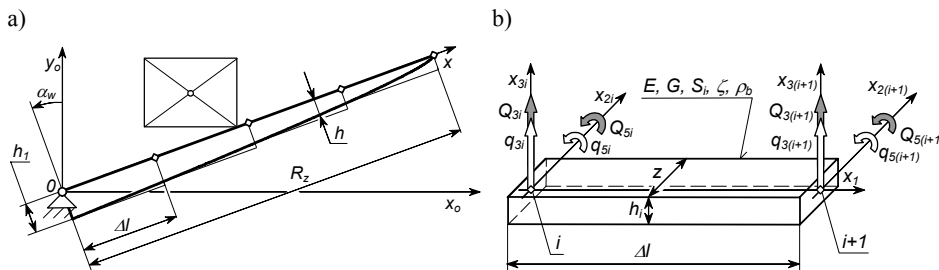
- proces sortowania rozpatrywany jest w aspekcie ruchu płaskiego w płaszczyźnie przenośnika taśmowego,
- ładunek posiada (w rzucie na płaszczyznę przenośnika taśmowego) kształt prostokąta,
- właściwości sprężysto-tłumiące ładunku modelowane są za pomocą zmodyfikowanego nieliniowego modelu Kelvina (4.16),
- zastawa traktowana jest jako układ ciągły [49, 50, 79, 148], poddany dyskretyzacji zgodnie z metodą odkształcalnych elementów skończonych *OES* [32, 57, 62, 63, 64, 163]; ramię zastawy utwierdzone jest jednym końcem i wprawiane w ruch obrotowy przez układ napędowy (rys. 3.2a); przekrój poprzeczny zastawy charakteryzuje się stałą wytrzymałością na zginanie [139] uzyskaną poprzez nadanie zmiennej grubości spełniającej zależność:

$$h = h_1 \sqrt{\frac{R_z - x}{R_z}} \quad \text{if } h \geq \frac{3N}{2zk_t} \quad (3.1)$$

gdzie:

- h_1 – grubość początkowa zastawy w miejscu utwierdzenia,
- z, R_z – szerokość i długość zastawy,
- k_t – dopuszczalne naprężenia na ścinanie,
- x – współrzędna położenia przekroju belki ($x=0$ – punkt utwierdzenia belki),

- w modelu dyskretnym zastawy zastosowane są dwuwęzłowe elementy belkowe (rys. 3.2b), w których każdy węzeł podlega przemieszczeniu translacyjnemu q_3 i rotacyjnemu q_5 .



Rys. 3.2. Podział ciągłej zastawy na dyskretne elementy OES: a) model dyskretny zastawy, b) dwuwęzłowy dyskretny element belkowy; q_3, q_5 – współrzędne uogólnione (dwa stopnie swobody: translacja i obrót), Q_3, Q_5 – siły uogólnione, E – moduł Younga, G – moduł Kirchoffa, $S_i = zh_i$ – pole przekroju poprzecznego, ζ – tłumienie materiałowe [34, 57, 62], ρ_b – gęstość, α_w – położenie kątowe członu napędzającego zastawę, Δl – długość elementu dyskretnego

W celu uproszczenia analizy dynamicznej ciągły proces sortowania poddany jest dyskretyzacji – podziałowi na etapy. Dzięki temu wyodrębniono istotnie różniące się między sobą cechy kinematyczno-dynamiczne ładunku, które wynikają z wzajemnego oddziaływania ładunku i zastawy. Każdy etap charakterystyczny ruchu ładunku wymaga odrębnego opisu matematycznego i zapisu w modelu numerycznym w postaci osobnych modułów. Symulacja procesu sortowania realizowana jest przez sekwencyjne uruchamianie modułów w zależności od aktualnie zajmowanego położenia ładunku względem elementów wykonawczych manipulatora.

Biorąc pod uwagę wcześniejsze doświadczenia dotyczące symulacji numerycznej procesu sortowania [105, 108] przyjęto, iż w celu poznania zasadniczych cech przebiegu rozdziału ładunków za pomocą podatnej zastawy aktywnej o stałej wytrzymałości na zginanie wystarczy ograniczyć się do uwzględnienia poniżej podanych etapów charakterystycznych:

- zderzenia ukośnego ładunku z zastawą,
- ruchu ładunku wzdłuż zastawy,
- ruchu ładunku ocierającego się jednym narożem o krawędź przenośnika a drugim o zastawę.

Po zrealizowaniu pierwszego lub drugiego z wymienionych etapów może być ponadto wykonywany etap swobodnego ruchu ładunku. W przypadku tego stanu charakte-

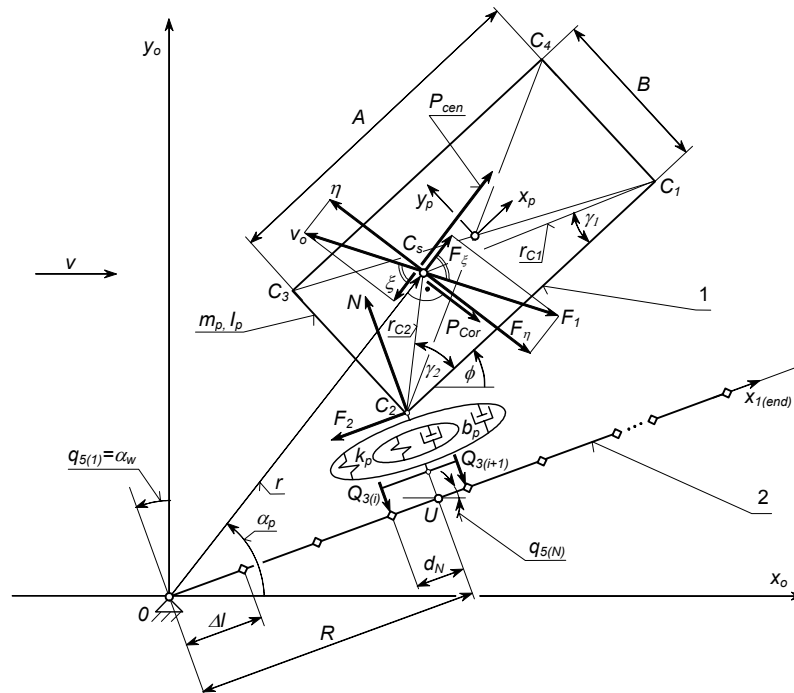
rystycznego cechy fizyczne zastawy nie mają wpływu na zachowanie się ładunku (brak kontaktu z zastawą). Z tego powodu nie podano opisu matematycznego ruchu swobodnego ładunku, uznając, iż jest on zgodny z opisem podanym we wcześniejszej pracy [97].

Podczas wyznaczania równań modelu fizycznego przyjęto cztery układy odniesienia (rys. 3.3÷rys. 3.7):

- prostokątny Ox_oy_o – związany z ramą manipulatora i początkiem w osi obrotu zastawy – zastosowany podczas prezentacji wyników symulacji ruchu ładunku,
- prostokątny $Ox_p y_p$ – związany z ładunkiem – zastosowany do wyznaczenia położenia środka ciężkości względem środka geometrycznego ładunku,
- prostokątny $Ox_i x_3$ – związany z danym elementem OES , zastosowany do opisu właściwości fizycznych elementów dyskretnych zastawy,
- biegunowy z promieniem wodzącym r i kątem biegunowym α_p – zastosowany podczas wyrowadzania równań ruchu ładunku.

3.2.2.1. Zderzenie ukośne ładunku z zastawą

Zderzenie ładunku z zastawą (rys. 3.3) występuje wtedy, gdy ładunek (tuż przed wejściem w kontakt z zastawą) ułożony jest dowolnie na dostępnej szerokości przenośnika.



Rys. 3.3. Schemat sił działających na ładunek podczas zderzenia z zastawą aktywną i obracającą ładunek wokół naroża ocierającego się o zastawę: 1 – ładunek, 2 – zastawa

Układ równań równowagi sił i momentów [67] działających na ładunek i zastawę na tym etapie procesu sortowania można przedstawić jako (wg rys. 3.3):

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{r} = F_\xi + P_{cen} - F_2 \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) + N \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) \\ m_p r \ddot{\alpha}_p = -F_\eta - P_{Cor} + F_2 \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + N \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) \\ I_p \ddot{\phi} = -r_{C_j} [u_j N \cos(\gamma_j + u_j (\phi - q_{5(N)})) + F_2 \sin(\gamma_j + u_j (\phi - q_{5(N)}))] - T \end{cases} \quad (3.2)$$

gdzie:

- $j = 1, 2, 3, 4$ – numer naroża ładunku będącego w kontakcie z zastawą,
- $i = 1, 2, 3 \dots n_{OES} + 1$ – numer węzła elementu dyskretnego *OES* będącego w kontakcie z ładunkiem,
- $n = 2(n_{OES} + 1)$ – liczba stopni swobody węzłów modelu dyskretnego zastawy,
- n_{OES} – liczba elementów dyskretnych *OES*,
- M_b, B_b, K_b – macierze bezwładności, tłumienia i sztywności modelu dyskretnego zastawy o wymiarach $n \times n$,
- q – wektor przemieszczeń uogólnionych węzłów o wymiarze $n \times 1$,
- Q – wektor uogólnionych sił oddziałujących na węzły *OES* o wymiarze $n \times 1$,
- $q_{5(N)}$ – położenie katowe elementu dyskretnego zastawy w punkcie kontaktu *U* z ładunkiem – wg równania (3.21),
- $Q_{3(i)}$ – siła zewnętrzna wywierana na *i*-ty węzeł *OES*,
- $q_{5(1)} = \alpha_w$ – położenie katowe pierwszego węzła *OES*,
- m_p, I_p – masa i masowy moment bezwładności ładunku,
- ϕ – kąt obrotu ładunku,
- N – siła reakcji pomiędzy ładunkiem a zastawą w kierunku normalnym uderzenia – wg równania (4.16),
- P_{Cor}, P_{cen} – siła Coriolisa i odśrodkowa:

$$P_{Cor} = 2m_p \dot{\alpha}_p \dot{r} \quad (3.3)$$

$$P_{cen} = m_p \dot{\alpha}_p^2 r \quad (3.4)$$

Pierwsze równanie w układzie równań (3.2) jest macierzowym równaniem ruchu elementów dyskretnych zastawy. Pozostałe opisują ruch ładunku w biegunowym układzie współrzędnych z promieniem wodzącym r i kątem biegunowym α_p .

W zależności od tego, które z naroży ładunku C_j znajduje się w kontakcie z zastawą, długość promienia r_{C_j} łączącego naroże C_j ($j = 1, 2, 3, 4$) ze środkiem ciężkości ładunku C_s jest równa:

$$r_{C_j} = \begin{cases} \sqrt{(0,5A + (3-j)x_p)^2 + (0,5B + (3-j)y_p)^2} & \text{gdy } j = 2, 4 \\ \sqrt{(0,5A - (2-j)x_p)^2 + (0,5B + (2-j)y_p)^2} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.5)$$

Kąt położenia środka ciężkości ładunku γ_j określa zależność:

$$\gamma_j = \begin{cases} \arcsin\left(\frac{0,5B + y_p}{r_{Cj}}\right) & \text{gdy } j = 1, 2 \\ \arcsin\left(\frac{0,5B - y_p}{r_{Cj}}\right) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.6)$$

a czynnik u_j występujący w układzie równań (3.2) – zależność:

$$u_j = \begin{cases} 1 & \text{gdy } j = 2, 4 \\ -1 & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.7)$$

W celu ciągłego i równomiernego przenoszenia siły reakcji N pomiędzy obiektem a zastawą założono, aby sąsiednie węzły OES były poddawane jednoczesnemu oddziaływaniu odpowiednio zredukowanych sił uogólnionych $Q_{3(i)}$ i $Q_{3(i+1)}$ według niżej podanych proporcji:

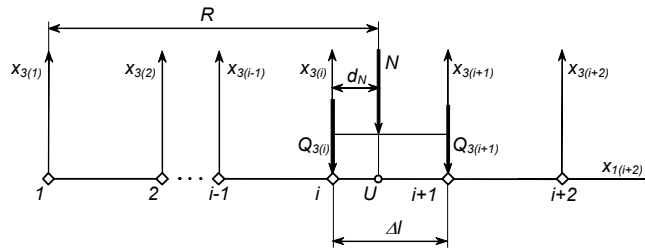
$$Q_{3(i)} = N \left(1 - \frac{d_N}{\Delta l}\right) \quad (3.8)$$

$$Q_{3(i+1)} = N \frac{d_N}{\Delta l} \quad (3.9)$$

gdzie:

- $\Delta l = R_z/n_{OES}$ – długość elementu dyskretnego,
- R_z – długość zastawy.

Redukcja przeprowadzona jest na podstawie zasady równowagi akcji i reakcji sił i momentów według zależności geometrycznych przedstawionych na rysunku 3.4.



Rys. 3.4. Siły oddziaływania obiektu na zastawę

Zakładając niewielki kąt ugięcia zastawy (pod naporem obiektu – rys. 3.3, rys. 3.4), numer elementu dyskretnego zastawy OES znajdującego się w kontakcie z obiektem można wyznaczyć jako liczbę całkowitą z ilorazu długości R i Δl :

$$i = \begin{cases} E\left(\frac{R}{\Delta l}\right) + 1 & \text{gdy } E\left(\frac{R}{\Delta l}\right) + 1 < n_{OES} \\ \text{error} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.10)$$

a odcinek d_N jako resztę tego ilorazu:

$$d_N = \text{mod}\left(\frac{R}{\Delta l}\right) \quad (3.11)$$

Odległość naroża C_j od osi obrotu zastawy wyraża równość:

$$R = \sqrt{x_{oC}^2 + y_{oC}^2} \quad (3.12)$$

gdzie współrzędne punktu C_j wynoszą:

$$x_{oC} = r \cos \alpha_p - u_j r_{C_j} \cos(\gamma_j + \phi) \quad (3.13)$$

$$y_{oC} = r \sin \alpha_p - r_{C_j} \sin(\gamma_j + \phi) \quad (3.14)$$

Odształcenie ładunku w punkcie kontaktu C_j w kierunku normalnym uderzenia (niezbędne do wyznaczenia siły reakcji N) stanowi najkrótszą odległość pomiędzy zastawą a narożem ładunku. Odległość tę definiuje odcinek łączący punkty C_j i U (wg rys. 3.3):

$$D = \frac{y_{oU} - y_{oC}}{\cos q_{5(N)}} \quad (3.15)$$

Punkt U znajdujący się na powierzchni zastawy wyznaczono na podstawie założenia, iż podczas ruchu obrotowego zastawy oraz jej ugięć odległość Δl pomiędzy sąsiednimi węzłami elementów dyskretnych nie ulega zmianie, a przemieszczenia translacyjne węzłów q_3 stanowią łuki zakreślane przez końce OES – wg rysunku 3.5. Współrzędne punktu U to:

$$x_{oU} = d_N \cos \mathcal{G}_N + \sum_{k=1}^{i-1} \Delta l \cos \mathcal{G}_k \quad (3.16)$$

$$y_{oU} = d_N \sin \mathcal{G}_N + \sum_{k=1}^{i-1} \Delta l \sin \mathcal{G}_k \quad (3.17)$$

gdzie:

\mathcal{G}_k – kąt zawarty pomiędzy prostą przechodzącą przez węzły k oraz $k+1$ a osią odciętych układu $Ox_o y_o$ – rys. 3.5:

$$\mathcal{G}_k = \frac{q_{3(k+1)} - q_{3(k)}}{\Delta l} \quad (3.18)$$

\mathcal{G}_N – kąt zawarty pomiędzy prostą przechodzącą przez punkt U oraz węzeł i a osią odciętych układu $Ox_o y_o$:

$$\mathcal{G}_N = \frac{q_{3(N)} - q_{3(i)}}{d_N} \quad (3.19)$$

$q_{3(N)}, q_{5(N)}$ – współrzędne punktu U w prostokątnym układzie współrzędnych Ox_1x_3 , które obliczone są na podstawie wielomianów aproksymujących przemieszczenia wewnątrz OES [62, 64, 142]:

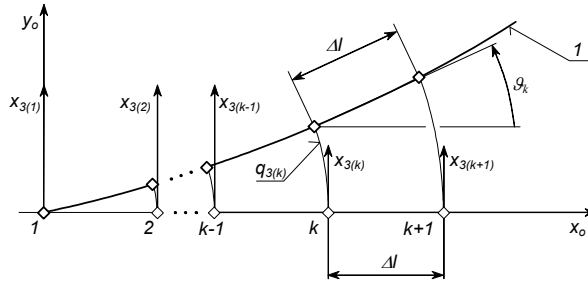
$$q_{3(N)} = q_3(d_N) = p_1 + p_2 d_N + p_3 d_N^2 + p_4 d_N^3 \quad (3.20)$$

$$q_{5(N)} = q_5(d_N) = p_2 + 2p_3 d_N + 3p_4 d_N^2 \quad (3.21)$$

$p = [p_1, p_2, p_3, p_4]$ – wektor współczynników wyznaczony na podstawie warunków brzegowych $q_3(0), q_5(0), q_3(\Delta l)$ i $q_5(\Delta l)$ podstawionych do równań (3.20) i (3.21).

Prędkość odkształcenia ładunku podczas zderzenia wyraża zapis:

$$\dot{D} = \frac{d}{dt}(D) \quad (3.22)$$



Rys. 3.5. Interpretacja przemieszczeń translacyjnych węzłów elementów dyskretnych zastawy wykonującej ruch obrotowy: 1 – zastawa, $q_{3(k)}$ – przemieszczenie translacyjne węzła k

Sortowany obiekt może jednocześnie przemieszczać się względem powierzchni nośnej przenośnika i zastawy lub tkwić w bezruchu względem tylko jednej z wymienionych powierzchni. Nie powinien nastąpić jednoczesny spoczynek obiektu względem zastawy i przenośnika. Warianty poślizgu obiektu względem powierzchni oporowych uwzględnione są w podanych niżej zapisach identyfikujących stan tarcia statycznego i kinetycznego ładunku.

Składowe F_{ξ} i F_{η} siły tarcia F_l ładunku o powierzchnię nośną przenośnika, moment tarcia T w ruchu płaskim ładunku oraz siła tarcia F_2 ładunku względem zastawy wyznaczone są na podstawie zależności (2.6), (2.7) i (2.11):

$$F_{\xi} = \begin{cases} \frac{\xi F_{\max}}{v_o \sqrt{1 + \left(\frac{T_{\max} \phi}{F_{\max} v_o} \right)^2}} & \text{gdy } v_o > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} P_{\xi \text{ext}} & \text{gdy } F_{\max} > P_{l \text{ext}} \\ F_{\max} \frac{P_{\xi \text{ext}}}{P_{l \text{ext}}} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.23)$$

$$F_\eta = \begin{cases} \frac{\eta F_{\max}}{v_o \sqrt{1 + \left(\frac{T_{\max} \dot{\phi}}{F_{\max} v_o} \right)^2}} & \text{gdy } v_o > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} P_{\eta \text{ext}} & \text{gdy } F_{\max} > P_{\text{ext}} \\ F_{\max} \frac{P_{\eta \text{ext}}}{P_{\text{ext}}} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.24)$$

$$T = \begin{cases} \frac{T_{\max} \operatorname{sgn}(\dot{\phi})}{\sqrt{1 + \left(\frac{F_{\max} v_o}{T_{\max} \dot{\phi}} \right)^2}} & \text{gdy } |\dot{\phi}| > \dot{\phi}_{\min} \\ \left. \begin{cases} T_{\text{ext}} & \text{gdy } T_{\max} > |T_{\text{ext}}| \\ T_{\max} \operatorname{sgn}(T_{\text{ext}}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.25)$$

$$F_2 = \begin{cases} N\mu_2 \operatorname{sgn}(w_{xj}) & \text{gdy } |w_{xj}| > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} P_{2\text{ext}} & \text{gdy } N\mu_2 > |P_{2\text{ext}}| \\ N\mu_2 \operatorname{sgn}(P_{2\text{ext}}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.26)$$

gdzie:

$P_{1\text{ext}}$ – wypadkowa siła zewnętrzna wywierana na obiekt przez zastawę:

$$P_{1\text{ext}} = \sqrt{P_{\xi \text{ext}}^2 + P_{\eta \text{ext}}^2} \quad (3.27)$$

$P_{\xi \text{ext}}$ i $P_{\eta \text{ext}}$ – składowe siły $P_{1\text{ext}}$:

$$P_{\xi \text{ext}} = N(\mu_2 \operatorname{sgn}(w_{xj}) \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) - \sin(\alpha_p - q_{5(N)})) \quad (3.28)$$

$$P_{\eta \text{ext}} = N(\mu_2 \operatorname{sgn}(w_{xj}) \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + \cos(\alpha_p - q_{5(N)})) \quad (3.29)$$

T_{ext} – moment sił zewnętrznych wywieranych na obiekt:

$$T_{\text{ext}} = -r_{Cj} N \left[u_j \cos(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) + \mu_2 \operatorname{sgn}(w_{xj}) \sin(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) \right] \quad (3.30)$$

$P_{2\text{ext}}$ – siła zewnętrzna styczna do zastawy, wywierana przez sprzężenie cierne występujące pomiędzy obiektem a powierzchnią nośną przenośnika:

$$P_{2\text{ext}} = F_\xi \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) + F_\eta \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) \quad (3.31)$$

μ_2 – współczynnik tarcia ładunku o zastawę,

w_{xj} – prędkość poślizgu naroża ładunku względem zastawy:

$$w_{xj} = \dot{r} \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) - r(\dot{\alpha}_p - \dot{q}_{5(N)}) \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + r_{Cj}(\dot{\phi} - \dot{q}_{5(N)}) \sin(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) \quad (3.32)$$

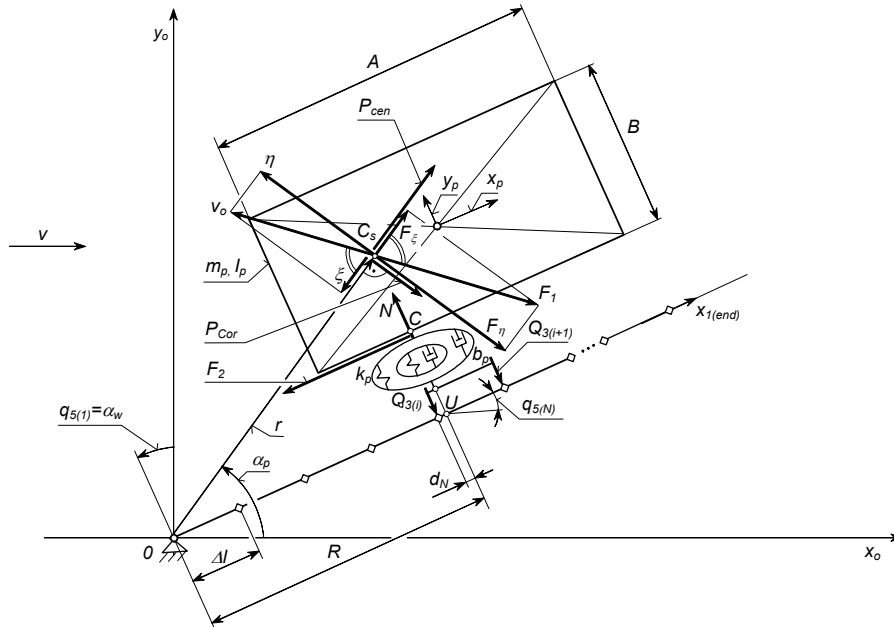
Wartości składowych ξ i η wektora prędkości względnej tarcia v_o środka ciężkości ładunku C_s na taśmie przenośnika wynoszą:

$$\xi = v \cos \alpha_p - \dot{r} \quad (3.33)$$

$$\eta = v \sin \alpha_p + r \dot{\alpha}_p \quad (3.34)$$

3.2.2.2. Ruch ładunku wzdłuż zastawy

Etap ruchu ładunku wzdłuż zastawy (rys. 3.6) realizowany jest wtedy, gdy ładunek transportowany jest przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania zastawy. Etap ten może być także kontynuacją ruchu ładunku po zderzeniu ukośnym z zastawą – po dokonaniu jego obrotu i równoległym ułożeniu wzdłuż zastawy.



Rys. 3.6. Schemat sił działających na ładunek przemieszczający się wzdłuż zastawy

Interakcje dynamiczne pomiędzy ładunkiem a zastawą można opisać równaniami (wg rys. 3.6):

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{r} = F_\xi - F_2 \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) + N \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + P_{cen} \\ m_p r \ddot{\alpha}_p = F_2 \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + N \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) - F_\eta - P_{cor} \end{cases} \quad (3.35)$$

Oznaczenia wielkości występujących w powyższym układzie równań pokrywają się z oznaczeniami podanymi w równaniach (3.2).

Siły reakcji pomiędzy obiektem a zastawą przyłożone są w punkcie C , który jest rzutem prostokątnym środka ciężkości obiektu C_s na ścianę ładunku ocierającą się o zastawę.

Odształcenie i prędkość odkształcenia obiektu spowodowane kontaktem z zastawą (niezbędne do wyznaczenia siły normalnej N opisanej równaniem (4.16)) określone są wg wyrażień (3.15)÷(3.22).

Siły zewnętrzne $P_{\xi_{ext}}$, $P_{\eta_{ext}}$ i $P_{\lambda_{ext}}$ wywierane na obiekt (wymagane podczas wyznaczania sił tarcia według zależności (3.23), (3.24) i (3.26)) przyjmują postać równań (3.28), (3.29) i (3.31).

Prędkość poślizgu obiektu względem zastawy występująca w równaniu (3.26) to:

$$w_x = \dot{r} \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) - r(\dot{\alpha}_p - \dot{q}_{5(N)}) \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) \quad (3.36)$$

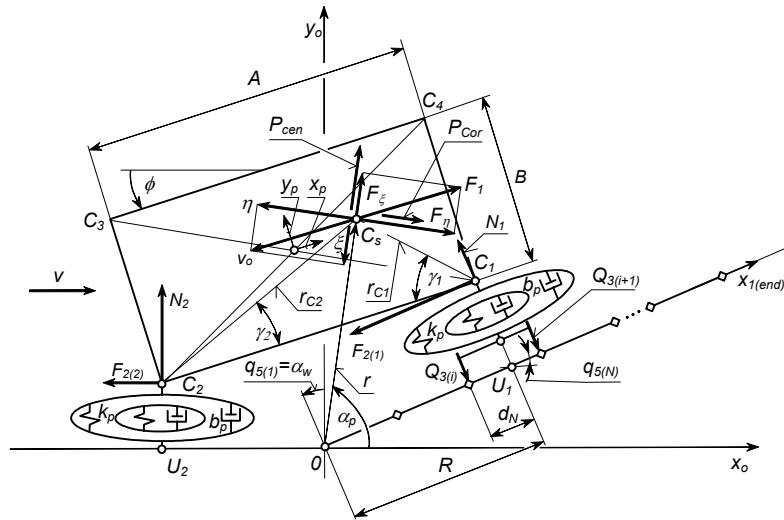
Współrzędne punktu C niezbędne podczas wyznaczania odległości R i-tego węzła OES zastawy znajdującego się w kontakcie z obiektem wynoszą (wg rys. 3.6):

$$x_{oC} = r \cos \alpha_p + (0,5B + y_p) \sin q_{5(N)} \quad (3.37)$$

$$y_{oC} = r \sin \alpha_p - (0,5B + y_p) \cos q_{5(N)} \quad (3.38)$$

3.2.2.3. Ruch ładunku ocierającego się jednym narożem o krawędź przenośnika a drugim o zastawę

W przypadku gdy ładunek transportowany przenośnikiem ułożony jest tuż przy jego krawędzi (po stronie zainstalowania zastawy), może zaistnieć sytuacja, w której ładunek jednym narożem ociera się o krawędź przenośnika, a drugim o zastawę (rys. 3.7). Wydzielenie ładunku z potoku następuje w wyniku jego bezударowego ślizgu wzdłuż zastawy.



Rys. 3.7. Schemat sił działających na ładunek ocierający się jednym narożem o krawędź przenośnika a drugim o zastawę

Ruch ładunku i zastawy można opisać równaniami – według rysunku 3.7:

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{i} = F_\xi + P_{cen} + N_2 \sin \alpha_p - F_{2(2)} \cos \alpha_p + N_1 \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + \\ \quad - F_{2(1)} \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) \\ m_p r \ddot{\alpha}_p = -F_\eta - P_{Cor} + N_2 \cos \alpha_p + F_{2(2)} \sin \alpha_p + N_1 \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) + \\ \quad + F_{2(1)} \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) \\ I_p \ddot{\phi} = r_{C1} [N_1 \cos(q_{5(N)} + \gamma_1 - \phi) - F_{2(1)} \sin(q_{5(N)} + \gamma_1 - \phi)] + \\ \quad - r_{C2} [N_2 \cos(\gamma_2 + \phi) + F_{2(2)} \sin(\gamma_2 + \phi)] - T \end{cases} \quad (3.39)$$

Siły i moment reakcji wywierane na obiekt w przypadku występowania tarcia statycznego ładunku względem przenośnika (wymagane w równaniach (3.23)÷(3.25)) przyjmują postać:

$$P_{\xi ext} = -N_2 \sin \alpha_p + F_{2(2)} \cos \alpha_p - N_1 \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + F_{2(1)} \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) \quad (3.40)$$

$$P_{\eta ext} = N_2 \cos \alpha_p + F_{2(2)} \sin \alpha_p + N_1 \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) + F_{2(1)} \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) \quad (3.41)$$

$$T_{ext} = r_{C1} [N_1 \cos(q_{5(N)} + \gamma_1 - \phi) - F_{2(1)} \sin(q_{5(N)} + \gamma_1 - \phi)] + \\ - r_{C2} [N_2 \cos(\gamma_2 + \phi) + F_{2(2)} \sin(\gamma_2 + \phi)] \quad (3.42)$$

Prędkości poślizgu naroży obiektu względem zastawy w punkcie kontaktu C_1 i względem krawędzi przenośnika w punkcie C_2 są równe:

$$w_{x1} = \dot{i} \cos(\alpha_p - q_{5(N)}) - r(\dot{\alpha}_p - \dot{q}_{5(N)}) \sin(\alpha_p - q_{5(N)}) + \\ + r_{C1}(\dot{\alpha}_p - \dot{q}_{5(N)}) \sin(\alpha + \gamma_1 - \phi) \quad (3.43)$$

$$w_{x2} = \dot{i} \cos \alpha_p - r \dot{\alpha}_p \sin \alpha_p + r_{C2} \dot{\phi} \sin(\gamma_2 + \phi) \quad (3.44)$$

Warunki panujące podczas sortowania sprawiają, że prędkości te zawsze osiągają wartość większą od zera (na podstawie prowadzonych badań wstępnych). Z tego powodu w punktach C_j ($j = 1, 2$) przewidywana jest tylko forma sił tarcia kinetycznego: $F_{2(j)} = N_{(j)} \mu_2 - wg$ (3.26)

Odształcenie obiektu w punkcie kontaktu C_2 :

$$D = -y_{oC2} \quad (3.45)$$

gdzie:

y_{oC2} – rzędna punktu C_2 w układzie współrzędnych $Ox_o y_o$.

Pozostałe oznaczenia pokrywają się z opisem układu równań (3.2).

3.2.3. Charakterystyka układu napędowego zastawy

Ruch obrotowy zastawy modelowany jest za pomocą funkcji:

$$\alpha(\alpha_k, t_1, t) = 0,5 \alpha_k \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{t_1} t \right) \right] \quad (3.46)$$

gdzie:

- t_1 – czasu trwania ruchu roboczego zastawy,
- α_k – kąt maksymalnego wychylenia zastawy.

Równanie dotyczy opisu ruchu roboczego zastawy (od położenia początkowego $\alpha = 0^\circ$ do uzyskania pełnego wychylenia $\alpha = \alpha_k$). Zainteresowanie tylko etapem ruchu roboczego zastawy wynika z założenia, iż poprawny transfer ładunku do ześlizgu podczas sortowania powinien nastąpić w trakcie „otwierania” zastawy. Ewentualny kontakt ładunku z zastawą podczas jej ruchu powrotnego nie powinien nigdy zaistnieć.

Ze względu na wydajność procesu sortowania (2.1) ruch powrotny zastawy powinien być maksymalnie skrócony. Ograniczeniem w minimalizacji czasu t_2 są jedynie względy wytrzymałości i trwałości konstrukcji zastawy i jej układu napędowego – nie bezpieczeństwa manipulowanych ładunków.

W rozważaniach prowadzonych w dalszej części pracy czas ruchu powrotnego t_2 zrównany jest z czasem ruchu roboczego t_1 (pomimo wskazań możliwości skrócenie czasu t_2):

$$t_2 = t_1 \quad (3.47)$$

Konsekwencją tego założenia jest uzyskiwanie nieco mniejszych wydajności sortowania od potencjalnych możliwości rozważanego układu mechanicznego.

Zastosowanie funkcji (3.46) w opisie charakterystyki ruchu członu roboczego manipulatora podyktowane jest możliwością modelowania jej przebiegu za pomocą tylko dwóch parametrów (t_1 , α_k) oraz jej podobieństwa do charakterystyk realizowanych przez układy napędowe zwykle stosowane w manipulatorach z aktywną zastawą obrotową, np. napędy z mechanizmami wahaczowymi [89, 90, 91, 104] i pneumatycznymi [33, 83]. Napędy te wymuszają ruch roboczy zastawy o prędkości kątowej zbliżonej do przebiegu sinusoidalnego [105]. Ewentualne odstępstwa kształtu modelowej charakterystyki od rzeczywistych charakterystyk układów napędowych o danych parametrach (t_1 , α_k) nie powinny mieć istotnego wpływu na podstawowe cechy eksploatacyjne urządzenia sortującego.

3.2.4. Określenie zadania optymalizacji procesu sortowania

Kryterium oceny jakości zadania optymalizacji jest maksymalizacja wydajności sortowania strumienia obiektów:

$$\max Q(X) = W_t \quad (3.48)$$

gdzie:

- $X = [R_s, v, t_1, R_z]$ – wektor zmiennych decyzyjnych,
- W_t – wydajności sortowania wg równania (2.1).

Przyjęte podczas badań zakresy zmiennych decyzyjnych obejmują graniczne wartości parametrów eksploatacyjnych zaczerpnięte z materiałów informacyjnych producentów urządzeń rozdzielczych [4, 5, 6, 43, 44] oraz uwzględniają wyniki badań wstępnych przebiegu procesu sortowania prowadzonych przez autora:

$$R_s \in \langle -0,5; 2,0 \rangle \text{ m} \quad (3.49)$$

$$v \in \langle 0,2; 2,5 \rangle \text{ m/s} \quad (3.50)$$

$$t_1 \in \langle 0,1; 1,5 \rangle \text{ s} \quad (3.51)$$

$$R_z \in \langle 0,2; 2,5 \rangle \text{ m} \quad (3.52)$$

Ograniczenia zadania optymalizacji podyktowane są wymaganiami niezawodności i bezpieczeństwa przebiegu procesu sortowania:

$$(A - R_s)/v - t_l \leq 0 \quad (3.53)$$

$$-y_k + s \leq 0 \quad (3.54)$$

$$-T_g \leq 0 \quad (3.55)$$

$$w_n - w_{dop} \leq 0 \quad (3.56)$$

$$a_N - a_{Ndop} \leq 0 \quad (3.57)$$

$$\dot{y} - \dot{y}_{dop} \leq 0 \quad (3.58)$$

gdzie:

- y_k – położenie środka ciężkości obiektu na przenośniku po wykonaniu sortowania,
- T_g – parametr określający zaistnienie kontaktu zastawy z obiektem o minimalnych rozmiarach, położonym po przeciwnej stronie względem zamocowania zastawy; uwzględnienie jednego z trudniejszych przypadków sortowania [97],
- w_{dop} – dopuszczalna prędkość zderzenia ładunku z zastawą; $w_{dop} = 2,4$ m/s – prędkość uzyskiwana przez obiekt podczas swobodnego spadku z wysokości $H_{dop} = 0,3$ m na nieodkształcalne podłoże [117, 118, 119, 132]; według prac [41, 132] około 20% ogólnej liczby ładunków w całym procesie transportowym (od dostawcy do odbiorcy końcowego) poddawanych jest narażeniom mechanicznym odpowiadającym upadkowi z wysokości 0,3 m,
- w_n – względna prędkość uderu ciał w kierunku normalnym, uwzględniająca przypadek ekstremalny: zderzenie obiektu z końcem zastawy, gdy osiąga ona maksymalną prędkość kątową [104],
- g – przyspieszenie ziemskie,
- $s = 0,7$ m – szerokość przenośnika głównego [44],
- a_{Ndop} – dopuszczalne przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę; $a_{Ndop} = 300$ m/s² ($\cong 30$ g) – przyspieszenie rejestrowane podczas prób swobodnego spadku obiektu na nieodkształcalne podłoże z wysokości $H_{dop} = 0,3$ m (czujnik sejsmiczny umieszczony w ładunku I – podrozdział 4.2 [101, 109]),
- a_N – przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę,
- \dot{y}_{dop} – dopuszczalna prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu; przyjęto $\dot{y}_{dop} = 2,5$ m/s.

Przyjęte ograniczenia wymuszają:

- obecność obiektu w przestrzeni pracy manipulatora – czas otwierania zastawy (osiągnięcia kąta α_k) nie powinien być krótszy od czasu dotarcia końca obiektu do osi obrotu zastawy – warunek (3.53),
- pokonanie przez obiekt całej szerokości przenośnika i jego dotarcie do ześlizgu, gdy przed zgarnięciem ładunek znajduje się przy krawędzi przenośnika po stronie zainstalowania zastawy, gdy $\Delta s = 0$ m – warunek (3.54),

- zaistnienie kontaktu ładunku z zastawą, gdy przed zgarnięciem ładunek minimalnych rozmiarów znajduje się przy krawędzi przenośnika po przeciwnej stronie względem zamocowania manipulatora (w pracy przyjęto: $\Delta s = 0,6$ m) – warunek (3.55),
- nieprzekraczanie dopuszczalnej prędkości zderzenia obiektu z zastawą, gdy $\Delta s > 0$ m – warunek (3.56),
- nieprzekraczanie przeciążeń dopuszczalnych obiektu podczas jego ruchu wzdłuż zastawy, gdy $\Delta s = 0$ m – warunek (3.57),
- nieprzekraczanie prędkości dopuszczalnej obiektu opuszczającego przenośnik główny – warunek (3.58).

W poszukiwaniach maksimum funkcji celu (3.48) wykorzystane są metody optymalizacji lokalnej (metody gradientowe) dostępne w środowisku programowania Matlab. Metody globalne (np. genetyczna) w rozpatrywanym zastosowaniu okazały się mniej efektywne niż lokalne.

Podczas prowadzonych analiz numerycznych rozpatrywano wykorzystanie zastawy sztywnej. Ocena zachowania się zastawy podatnej i sortowanego obiektu jako odpowiedzi na stosowane parametry procesu sortowania przedstawiono w podrozdziale 5.3. W opisie właściwości ciernych obiektu wykorzystano charakterystykę współczynnika tarcia opisaną jednym parametrem – według rysunku 2.10a. Dyskusja o rozbieżnościach powstających podczas symulacji, które wynikają z zastosowania w modelu procesu sortowania klasycznej jednoparametrowej charakterystyki współczynnika tarcia w odniesieniu do charakterystyki krzywoliniowej (wyznaczonej na podstawie badań doświadczalnych) przedstawiono w podrozdziale 5.2.

W opracowanych modelach numerycznych procesu sortowania argumentami są zmienne decyzyjne X oraz parametry definiowane tuż przed przystąpieniem do rozwiązywania zadania optymalizacji – traktowane jako modyfikatory właściwości modelu, np.: wymiary obiektu, współczynniki tarcia, prędkość zderzenia, przyspieszenie nadawane obiektowi. W efekcie wielokrotnego wprowadzania zmian parametrów modelu, z zadaniem krokiem ich przyrostu i przeprowadzania optymalizacji, otrzymano wyniki w funkcji tych parametrów. Wykresy (zwykle trójwymiarowe) prezentujące wyniki we współrzędnych wcześniej zastosowanych parametrów stanowiły podstawę do wnioskowania o możliwościach wpływania na konstrukcję i eksploatację badanego układu mechanicznego.

3.2.5. Symulacja numeryczna

W przypadku manipulatora z aktywną zastawą obrotową istotny wpływ na decyzje dotyczące zaleceń konstrukcyjno-eksploatacyjnych ma sposób uporządkowania strumienia ładunków wprowadzanych do przestrzeni roboczej urządzenia, tj. czy ładunki przed procesem sortowania:

- zajmują dowolne położenie na całej dostępnej szerokości przenośnika głównego ($\Delta s \geq 0$ m – rys. 3.1),
- poddane są procesowi pozycjonowania, w którym obiekty doprowadzane są do zajęcia położenia przy krawędzi przenośnika po stronie zainstalowania manipulatora ($\Delta s = 0$ m, $\phi = 0^\circ$ – rys. 3.1).

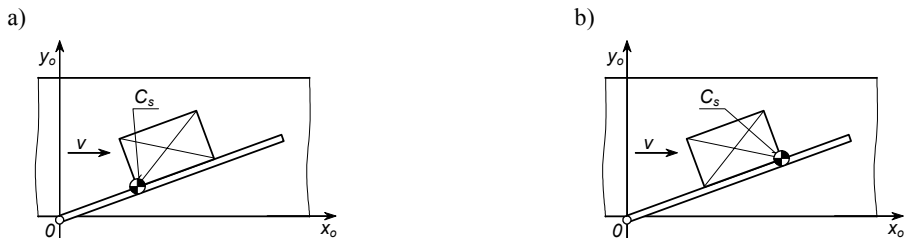
Wariant rozmieszczenia obiektów na przenośniku ma wpływ na charakter interakcji dynamicznych występujących pomiędzy obiektem a zastawą. Pierwszy sposób ułożenia

powoduje, że istnieje duże prawdopodobieństwo pojawienia się uderu pomiędzy obiektem a zastawą, a drugi – bezударowy ślizg obiektu wzdłuż zastawy. Sortowanie ładunków prowadzonych przy krawędzi przenośnika jest przypadkiem szczególnym, który może także pojawić się podczas manipulowania ładunkami dowolnie rozmieszczonych na przenośniku.

Charakter interakcji występujących pomiędzy obiektem a zastawą decyduje o rodzaju narażenia obiektu na uszkodzenie mechaniczne i stosowanym wskaźniku w ocenie bezpieczeństwa ładunku. W przypadku wystąpienia uderowego charakteru kontaktu ładunku z zastawą wskaźnikiem określającym stopień narażenia obiektu na uszkodzenie jest względna prędkość zderzenia ładunku z zastawą w kierunku normalnym uderu w_n (warunek (3.56)). W przypadku bezударowego ślizgu ładunku wzdłuż zastawy wskaźnikiem tym jest wartość przyspieszenia nadawanego obiektowi przez zastawę a_N (warunek (3.57)).

Organizacja potoku ładunków na przenośniku wynika m.in. z oczekiwań wobec wydajności procesu sortowania i wrażliwości manipulowanych obiektów na uszkodzenie mechaniczne.

W trakcie symulacji sortowania uwzględnione są jednocześnie dwa graniczne przypadki położenia środka ciężkości obiektu: gdy środek ten pokrywa się z tylnym narożem (rys. 3.8a) oraz narożem przednim obiektu (rys. 3.8b). Założenie to powoduje, że wyznaczone podczas optymalizacji parametry eksploatacyjne i konstrukcyjne manipulatora są słuszne dla sortowanych obiektów o dowolnie rozłożonej gęstości. Dotarcie ładunku do ześlizgu ulega utrudnieniu wraz z wydłużeniem dystansu dzielącego środek ciężkości C_s od celu. Najdłuższa odległość do pokonania występuje, gdy masa ładunku skoncentrowana jest przy tylnym narożu obiektu (rys. 3.8a). W przypadku położenia środka ciężkości pokrywającego się z czołem ładunku (rys. 3.8b) dotarcie do ześlizgu staje się mniej kłopotliwe (niż według schematu przedstawionego na rys. 3.8a), ale większa odległość środka ciężkości C_s od osi obrotu zastawy (rys. 3.8b) powoduje wzrost przyspieszeń nadawanych obiektowi przez zastawę.



Rys. 3.8. Graniczne przypadki położenia środka ciężkości obiektu: a) pokrywające się z tylnym narożem, b) pokrywające się z przednim narożem; C_s – środek ciężkości obiektu

3.2.5.1. Sortowanie strumienia ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku

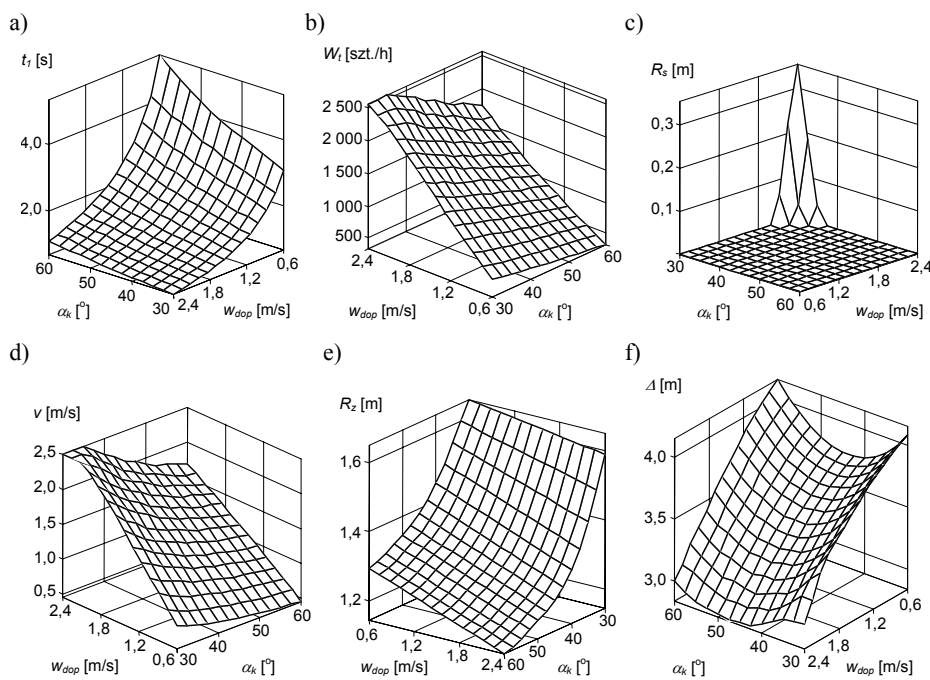
Na rysunku 3.9 przedstawiono wyniki optymalizacji numerycznej prowadzonej pod kątem maksymalizacji wydajności procesu sortowania (3.48) w funkcji dwóch parametrów: prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} i maksymalnego kąta jej otwarcia α_k z uwzględnieniem ograniczeń (3.53)–(3.56). Podczas badań przyjęto ładunek jednostkowy o wymiarach granicznych $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, prowadzony przy krawędzi przenośnika ($\Delta s = 0 \text{ m}$) oraz obiekt o minimalnych wymiarach $A \times B = 0,1 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, ułożony w największej odległości od zastawy ($\Delta s = 0,6 \text{ m}$), współczynnik tarcia $\mu_1 = 0,65$,

$\mu_2 = 0,35$, $s = 0,7$ m. Wyróżnione dwa warianty rozdziału (tj. obiektu wąskiego o dużej długości, znajdującego się przy krawędzi przenośnika po stronie zainstalowania zastawy oraz obiektu o minimalnym wymiarze zewnętrznym, położonego skrajnie na przenośniku po przeciwnej stronie względem zamocowania zastawy) są przypadkami sortowania, które sprawiają najwięcej trudności w pomyślnym doprowadzeniu ładunku do ześlizgu.

Z analizy rysunku 3.9b wynika, że osiągnięta wydajność sortowania jest tym większa, im mniejsza wartość kąta wychylenia zastawy α_k . Wraz ze zmniejszaniem tego kąta pojawia się konieczność zastosowania coraz dłuższej zastawy R_z (rys. 3.9e), większej prędkości unoszenia przenośnika v (rys. 3.9d) i krótszego czasu ruchu roboczego zastawy t_r (rys. 3.9a).

W przypadku swobodnego doboru parametrów procesu sortowania, nieograniczonego zakresem zmiennych decyzyjnych (3.49)–(3.52), optymalne położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy powinno pokrywać się z osią jej obrotu ($R_s = 0$ m, rys. 3.9c). Ograniczenie tego doboru – osiągnięcie np. górnej granicy zakresu zmiennej v (3.50) – wymusza opóźnienie chwili zadziałania zastawy (zwiększenie odległości R_s – rys. 3.9c) kosztem wydajności sortowania W_t (rys. 3.9b).

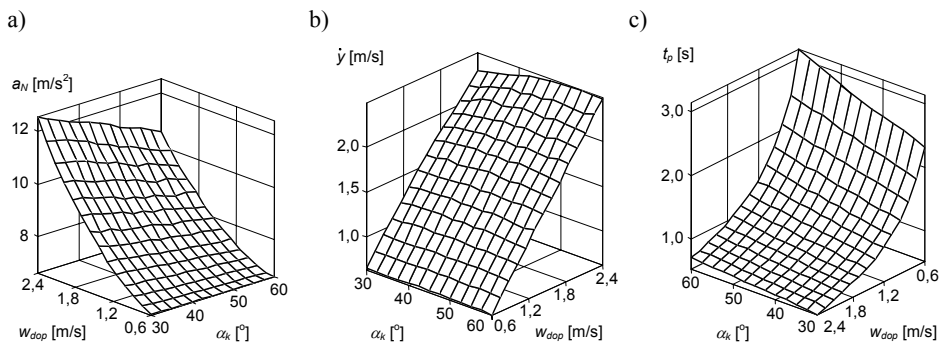
Na rysunku 3.9f przedstawiono wykres wymaganej odległości Δ pomiędzy sortowanymi obiektami, zapewniającej nieprzerwane zasilanie przestrzeni roboczej manipulatora. Wykres ten opracowany jest na podstawie parametrów t_r , R_s i v (rys. 3.9a, c, d) oraz zależności (2.2).



Rys. 3.9. Parametry pracy manipulatora w funkcji prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} i maksymalnego kąta otwarcia zastawy α_k wyznaczone na podstawie optymalizacji numerycznej przeprowadzonej pod kątem maksymalizacji wydajności procesu sortowania (3.48) uwzględniającej ograniczenia (3.53)–(3.56): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) wymagana odległość między obiektami

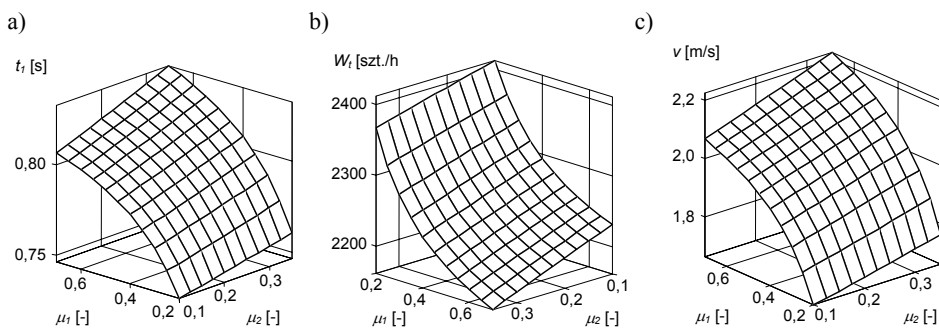
Maksymalna wydajność sortowania (rys. 3.9b) wynosi ok. 2500 szt./h, gdy kąt wychylenia zastawy przyjmie wartość $\alpha_k = 35^\circ$, czas cyklu roboczego $t_l = 0,76$ s, prędkość unoszenia przenośnika $v = 2,5$ m/s i zastosowana będzie zastawa o długości $R_z = 1,4$ m.

Na rysunku 3.10 przedstawiono podstawowe parametry ruchu obiektu wyznaczone na podstawie danych z rysunku 3.9, przyjmując, iż środek ciężkości obiektu pokrywa się z jego czołem (rys. 3.8b). Rozpatrywana lokalizacja środka ciężkości ułatwia zgarnięcie obiektu – dotarcie ładunku do ześlizgu następuje w czasie t_p (rys. 3.10c) krótszym od czasu t_l osiągnięcia przez zastawę pełnego wychylenia (rys. 3.9a). Prędkość obiektu y opuszczającego przenośnik główny (w kierunku poprzecznym do osi przenośnika) nie przekracza 2,5 m/s (rys. 3.10b). Przyspieszenie nadawane obiektowi podczas bezударowego ślizgu wzdłuż zastawy jest nieznaczne – wynosi ok. 12 m/s² (rys. 3.10a). Wartość tego przyspieszenia maleje wraz ze wzrostem kąta α_k (tj. wraz ze spadkiem wydajności sortowania, rys. 3.9b).



Rys. 3.10. Parametry ruchu obiektu wyznaczone na podstawie danych przedstawionych na rysunku 3.9, uwzględniające położenie środka ciężkości obiektu pokrywającego się z jego czołem (rys. 3.8b): a) przyspieszenie nadawane obiektowi podczas ruchu wzdłuż zastawy – gdy $\Delta s = 0$ m, b) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu, c) czas zgarnięcia ładunku do ześlizgu

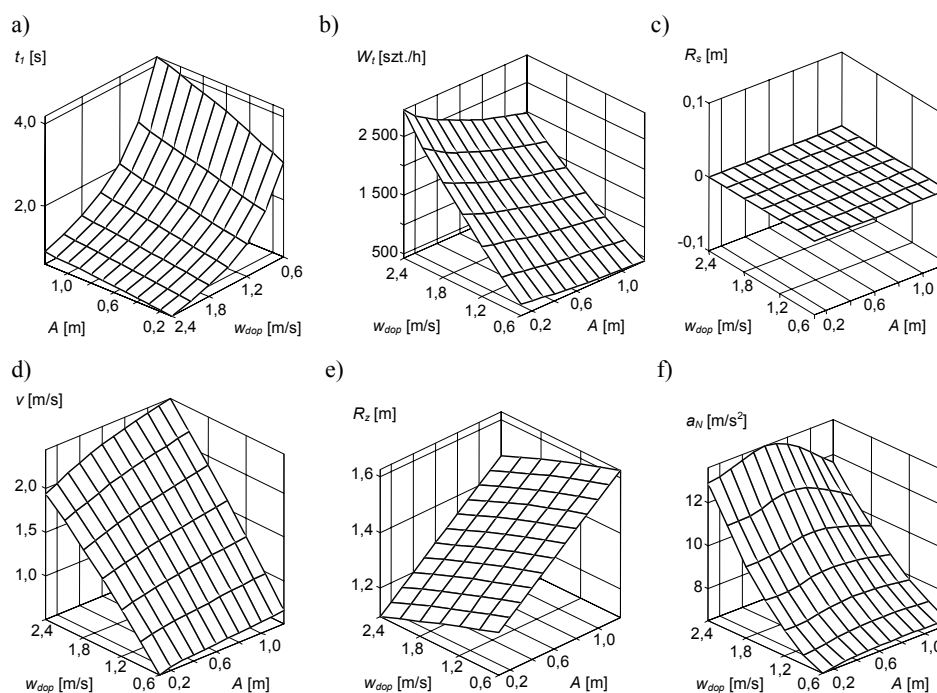
Wykresy wpływu współczynników tarcia μ_1 i μ_2 na parametry eksploatacyjne manipulatora z zastawą obrotową przedstawiono na rysunku 3.11. Wykresy opracowano przy założeniu: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$ oraz $A \times B = 0,1 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $H_{dop} = 0,3$ m ($w_{dop} = 2,4$ m/s), $\alpha_k = 35^\circ$, $R_s = 0$ m, $R_z = 1,4$ m, $s = 0,7$ m i skrajnym rozłożeniu gęstości obiektu (rys. 3.8a i b). Wydajność sortowania będzie tym większa, im mniejsze wartości współczynników tarcia μ_1 i μ_2 (rys. 3.11b).



Rys. 3.11. Parametry pracy manipulatora w funkcji współczynników tarcia μ_1 i μ_2 : a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) prędkość unoszenia przenośnika

Efekt zwiększenia wydajności sortowania uzyskuje się dzięki łatwiejszemu przemieszczaniu obiektu w kierunku ześlizgu (przy małych wartościach μ_1 i μ_2) podczas jego ruchu wzdłuż zastawy. Z tego powodu możliwe jest zmniejszenie prędkości unoszenia przenośnika v (rys. 3.11c) i jednocześnie skrócenie czasu ruchu roboczego zastawy t_l (rys. 3.11a).

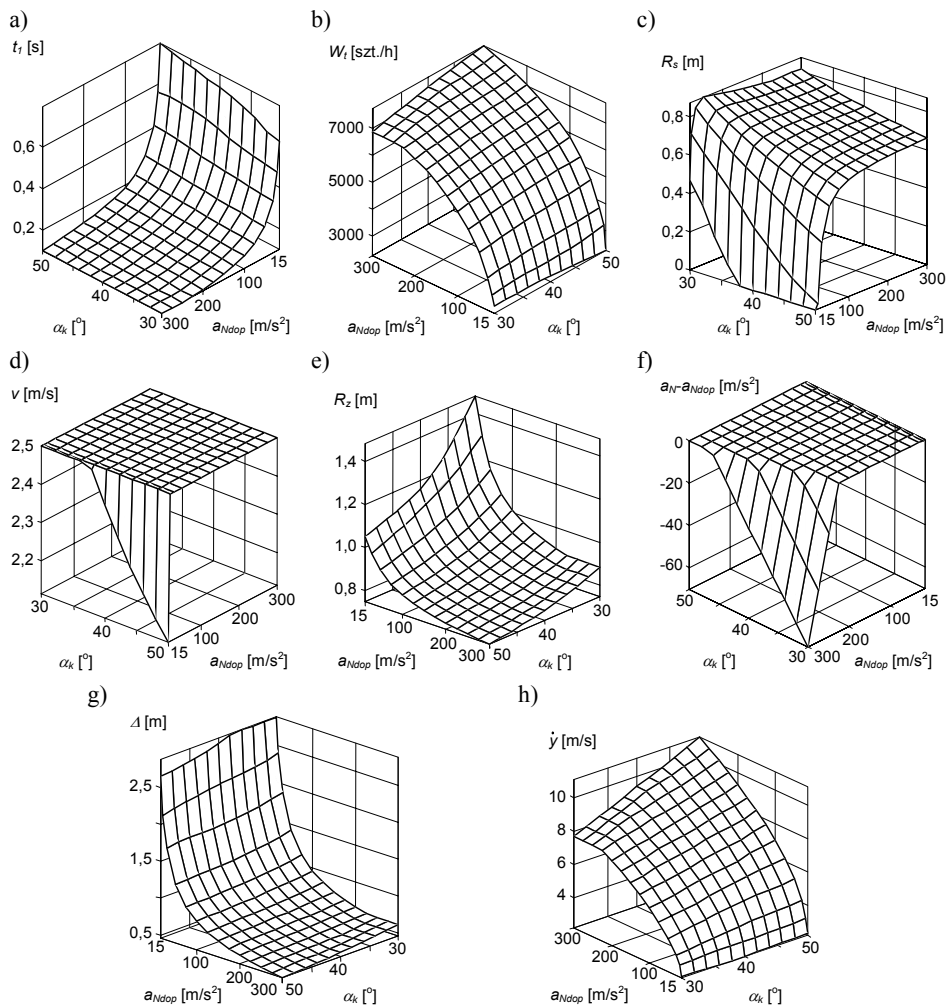
Wpływ długości ładunków A na przebieg procesu sortowania przedstawiono na rysunku 3.12. Prezentowane dane wyznaczone są na podstawie optymalizacji polegającej na maksymalizacji wydajności sortowania (3.48), uwzględniającej ograniczenia (3.53)–(3.56) oraz założenia: $B = 0,1$ m i $\alpha_k = 35^\circ$. Im ładunek jest dłuższy, tym uzyskiwana wydajność sortowania mniejsza (rys. 3.12b) i większa wymagana długość zastawy R_z (rys. 3.12e). Spadek wydajności sortowania przy większej długości ładunku A spowodowany jest koniecznością zwiększenia prędkości ruchu przenośnika v (rys. 3.12d) i zastosowania dłuższej zastawy, co prowadzi do zmniejszenia prędkości obrotowej zastawy (wydłużenia czasu t_l – rys. 3.12a) – w celu nieprzekroczenia dopuszczalnej prędkości udaru – ograniczenie (3.56).



Rys. 3.12. Parametry pracy manipulatora w funkcji długości ładunku A i prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} : a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) przyspieszenie nadawane obiektowi podczas ruchu wzdłuż zastawy

3.2.5.2. Sortowanie strumienia ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania manipulatora

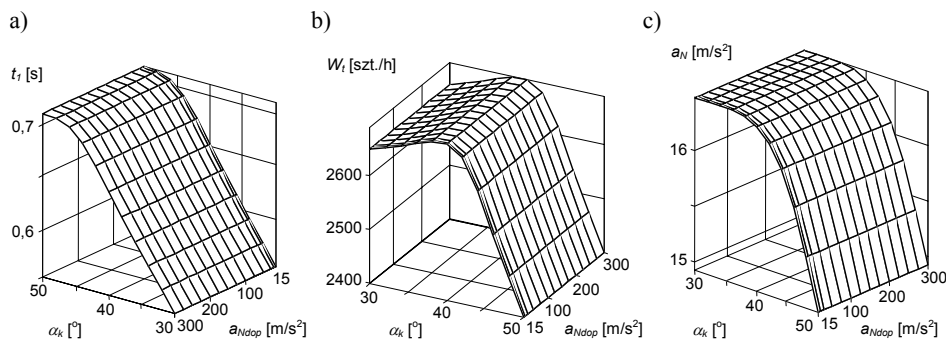
Prezentowane na rysunku 3.13 dane dotyczą wyników optymalizacji numerycznej polegającej na maksymalizacji wydajności procesu sortowania (3.48) i uwzględniającej ograniczenia (3.53), (3.54) oraz (3.57). Wykresy wyznaczono w funkcji kąta α_k i przeciążeń a_{Ndop} wywieranych na obiekt przez zastawę, przyjmując wymiary ładunku $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$ i współczynniki tarcia: $\mu_1 = 0,65$ i $\mu_2 = 0,35$.



Rys. 3.13. Parametry pracy manipulatora w funkcji kąta otwarcia zastawy α_k i przyspieszenia a_{Ndop} , nadawanego obiektowi uwzględniające ograniczenia (3.53), (3.54) i (3.57): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) ograniczenie (3.57), g) wymagana odległość pomiędzy obiektami, h) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu, gdy środek masy znajduje się w położeniu wg rys. 3.8b

Z analizy rysunku 3.13 wynika, że poprzedzenie procesu sortowania ładunków ich pozycjonowaniem (układaniem po stronie zamontowania zastawy, $\Delta s = 0$ m) przyczynia się do zastosowania zastawy krótszej (rys. 3.13e) niż w przypadku dowolnego rozmieszczenia obiektów na przenośniku (rys. 3.9e). Umożliwienie wystąpienia większych przyspieszeń sortowanych ładunków wymaga zadziałania zastawy, gdy obiekt znajduje się już częściowo w przestrzeni roboczej manipulatora – $R_s > 0$ m, rys. 3.13c. Uwzględnienie większych wartości przyspieszeń dopuszczalnych a_{Ndop} oraz mniejszych kątów wychylenia zastawy α_k powoduje brak aktywności ograniczenia (3.57) – rys. 3.14f, $a_N - a_{Ndop} < 0$.

W przypadku dążenia do poddawania obiektu niewielkim przeciążeniom dynamicznym przyjmowanie coraz mniejszych wartości wychylenia zastawy α_k sprzyja wzrostowi wydajności sortowania W_t (rys. 3.13b). Relacje te ulegają zmianie, jeśli następuje zezwolenie na wystąpienie większych przeciążeń dopuszczalnych obiektu. Wydajność sortowania W_t jest wówczas tym większa, im większy kąt α_k . Maksimum wydajności ($W_t = 8000$ szt./h) osiągane jest przy skróceniu czasu ruchu roboczego zastawy t_l (rys. 3.13a) aż do uzyskania dolnej granicy przyjętego zakresu zmiennych decyzyjnych (3.51) oraz przy prędkości unoszenia przenośnika v (rys. 3.13d) pokrywającej się z górną granicą zakresu dopuszczalnego (3.50). Przy takich parametrach pracy obiekt poddawany jest oddziaływaniu dynamicznemu wynoszącemu $a_N = 300$ m/s² ($\cong 30$ g) i uzyskuje bardzo dużą prędkość w kierunku ześlizgu w chwili opuszczania przenośnika głównego – przekraczającą 10 m/s (rys. 3.13h). Narzucenie ograniczenia (3.58) odnośnie nieprzekraczania tej prędkości powyżej 2,5 m/s powoduje: wydłużenie czasu roboczego zastawy (rys. 3.14a), spadek maksymalnej wydajności (rys. 3.14b) oraz zmianę relacji pomiędzy wydajnością W_t a kątem wychylenia zastawy α_k . Maksymalna wydajność około $W_t = 2700$ szt./h osiągana jest, gdy kąt $\alpha_k = 40^\circ$ i czas $t_l = 0,64$ s. Maksymalne przyspieszenie nadawane obiektowi nie przekracza 17 m/s² (rys. 3.14c).

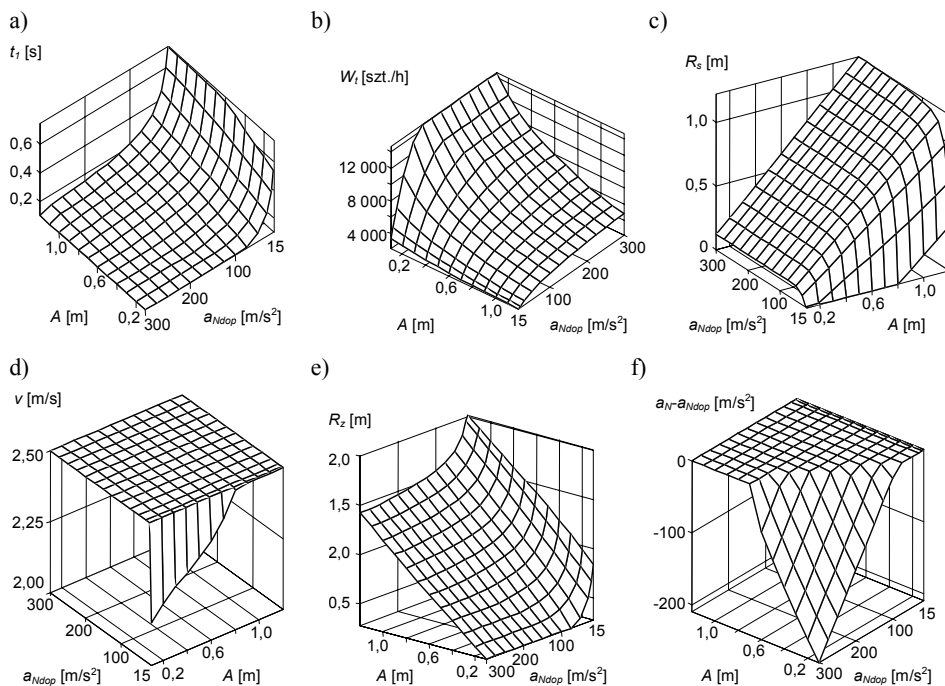


Rys. 3.14. Wyniki optymalizacji uwzględniającej poza danymi wykorzystanymi w opracowaniu rysunku 3.13 także ograniczenie (3.58): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę

Na rysunku 3.15 zaprezentowano wykresy wpływ długości ładunku A o minimalnej szerokości $B = 0,1$ m oraz dopuszczalnych przyspieszeń a_{Ndop} nadawanych obiektowi na maksymalizację wydajności procesu sortowania (przy założeniu, iż $\alpha_k = 40^\circ$, $\mu_2 = 0,65$ i $\mu_2 = 0,35$). Pod uwagę brana jest także nierównomierność rozkładu gęstości ładunku (wg rys. 3.8a, b) – podobnie jak podczas opracowywania rys. 3.9÷rys. 3.14.

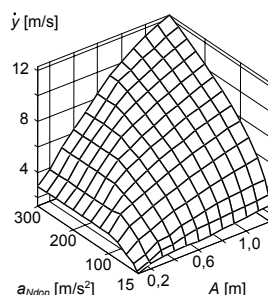
W przypadku przyjęcia założenia poddawania ładunków niewielkim oddziaływaniom dynamicznym ($a_{Ndop} \leq 15 \text{ m/s}^2 \cong 1,5 \text{ g}$) różnica pomiędzy wydajnością sortowania obiektów krótkich ($A = 0,1 \text{ m}$) i długich ($A = 1,2 \text{ m}$) jest nieznaczna (rys. 3.15b). Różnica ta jest zdecydowanie większa, jeśli obiekt może być poddawany dużym przyspieszeniom.

Ograniczenie przyspieszeń dopuszczalnych obiektu jest aktywne (rys. 3.15f, $a_N - a_{Ndop} = 0$), gdy sortowane są długie obiekty oraz przyjęte są mniejsze wartości przeciążeń dopuszczalnych. Brak aktywności tego ograniczenia dla krótkich obiektów i dużych przyspieszeń dopuszczalnych wynika z osiągnięcia granicznych wartości zmiennych decyzyjnych t_l i v (rys. 3.15a, d – (3.51), (3.50)).



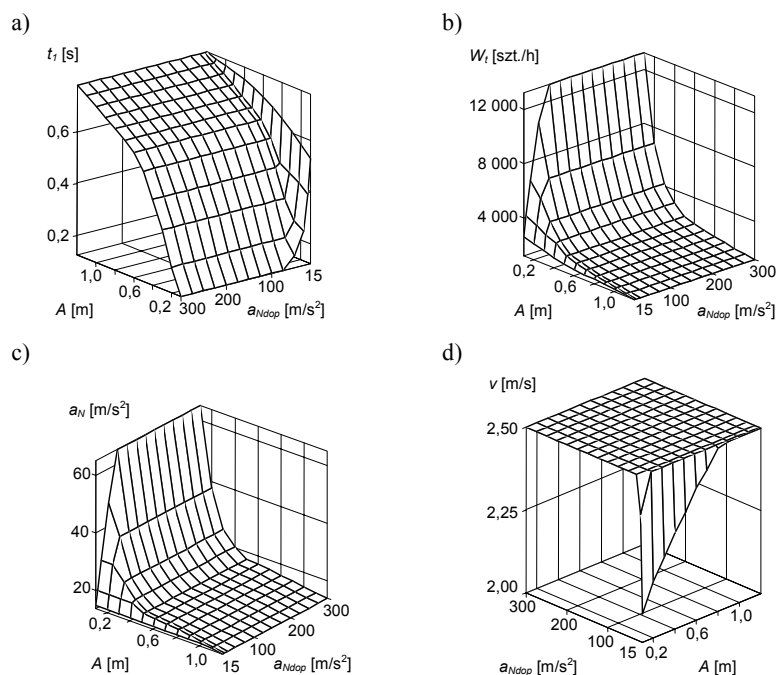
Rys. 3.15. Parametry pracy manipulatora w funkcji długości ładunku A i przyspieszenia a_{Ndop} nadawanego obiektowi, uwzględniające ograniczenia (3.53), (3.54) i (3.57): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) ograniczenie (3.57)

Uwzględnienie pokrywania się środka masy z czołem ładunków (rys. 3.8b) oraz zastosowanie maksymalnej wydajności sortowania ($W_t = 14000 \text{ szt./h}$, rys. 3.15b) prowadzi do osiągania znacznej prędkości przez obiekty opuszczające przenośnik główny (ok. $v = 12 \text{ m/s}$) – szczególnie obiektów długich ($A = 1,2 \text{ m}$, rys. 3.16).



Rys. 3.16. Prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu, gdy środek masy znajduje się w położeniu przedstawionym na rysunku 3.8b

Wprowadzenie ograniczenia tej prędkości do 2,5 m/s (warunek (3.58)) powoduje wydłużenie cyklu roboczego zastawy (rys. 3.17a) oraz zmniejszenie zdolności sortowania: obiektów długich do ok. $W_t = 2000$ szt./h (rys. 3.17b), a obiektów krótkich ($A = 0,1$ m) jedynie do ok. $W_t = 12000$ szt./h. Zmniejszeniu ulega także przeciążenie nadawane ładunkom przez zastawę (rys. 3.17c): w przypadku obiektów długich aż do $a_N = 15$ m/s² $\cong 1,5$ g a obiektów krótkich do $a_N = 60$ m/s² $\cong 6$ g. W przypadku umożliwienia poddawania ładunków przeciążeniom większym od $a_N = 15$ m/s², zalecana prędkość unoszenia przenośnika (rys. 3.17c) pokrywa się z górnym zakresem zmiennych decyzyjnych (3.50) – podobnie jak na rysunkach 3.13d i 3.15d.



Rys. 3.17. Wyniki optymalizacji uwzględniającej poza danymi wykorzystanymi w opracowaniu rysunku 3.15 także ograniczenie (3.58): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wydajność techniczna sortowania, c) przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę, d) prędkość unoszenia przenośnika

3.2.6. Podsumowanie

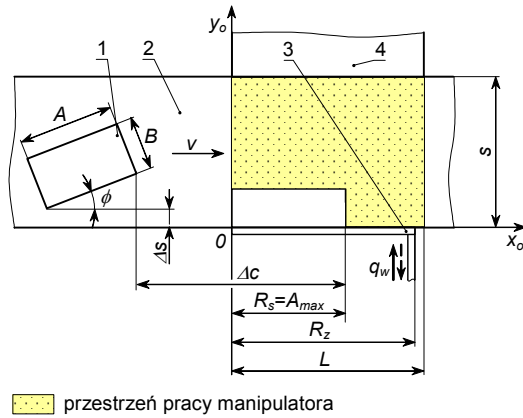
Wybrane parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne manipulatora:

- w przypadku sortowania ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku:
 - maksymalną wydajność sortowania ładunków uzyskuje się, gdy maksymalny kąt wychylenia zastawy wynosi $\alpha_k = 35^\circ$,
 - aktywacja ruchu roboczego zastawy powinna nastąpić w chwili przekroczenia przez czoło ładunku osi obrotu zastawy ($R_s = 0$ m) niezależnie od zastosowanej długości zastawy R_z i przyjętego kąta maksymalnego wychylenia α_k ,
 - wydajność sortowania według przyjętych danych: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\alpha_k = 35^\circ$:
 - $W_t = 540$ szt./h, gdy: $w_n = 0,6 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,02 \text{ m}$), $t_l = 3,76 \text{ s}$, $R_z = 1,57 \text{ m}$, $v = 0,66 \text{ m/s}$,
 - $W_t = 2500$ szt./h, gdy: $w_n = 2,4 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,3 \text{ m}$), $t_l = 0,76 \text{ s}$, $R_z = 1,40 \text{ m}$, $v = 2,50 \text{ m/s}$;
- w przypadku sortowania ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamocowania manipulatora:
 - maksymalną wydajność sortowania ładunków uzyskuje się, gdy maksymalny kąt wychylenia zastawy wynosi $\alpha_k = 40^\circ$,
 - chwila aktywacji ruchu roboczego zastawy R_s zależy od prędkości unoszenia przenośnika v , maksymalnego kąta wychylenia zastawy α_k , i wymiarów ładunku – nie jest wartością stałą,
 - wydajność sortowania według przyjętych danych: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\alpha_k = 40^\circ$:
 - $W_t = 2480$ szt./h, gdy: $a_N = 15 \text{ m/s}^2$, $y_j = 2,5 \text{ m/s}$, $t_l = 0,72 \text{ s}$, $R_s = 0 \text{ m}$, $R_z = 1,53 \text{ m}$,
 - $W_t = 2720$ szt./h, gdy: $a_N = 17 \text{ m/s}^2$, $y_j = 2,5 \text{ m/s}$, $t_l = 0,64 \text{ s}$, $R_s = 0,1 \text{ m}$, $R_z = 1,49 \text{ m}$;
- powierzchnia nośna przenośnika i zastawy powinna posiadać możliwie jak najmniejsze właściwości cierne – niezależnie od sposobu uporządkowania ładunków na przenośniku; im współczynnik tarcia tych powierzchni jest mniejszy, tym większa wydajność sortowania.

3.3. Manipulator z aktywną zastawą o ruchu postępowym

3.3.1. Warunki pracy manipulatora

Manipulatory z zastawą aktywną o ruchu postępowym (rys. 3.18 – [4, 43]) rozmieszczone są wzdłuż przenośnika głównego (podobnie jak manipulatory z zastawami o ruchu obrotowym). Proces sortowania za pomocą tego manipulatora polega na kierowaniu ładunków na nowe linie transportowe zastawą wykonującą ponad przenośnikiem głównym roboczy ruch postępowy w kierunku prostopadłym do osi przenośnika głównego.



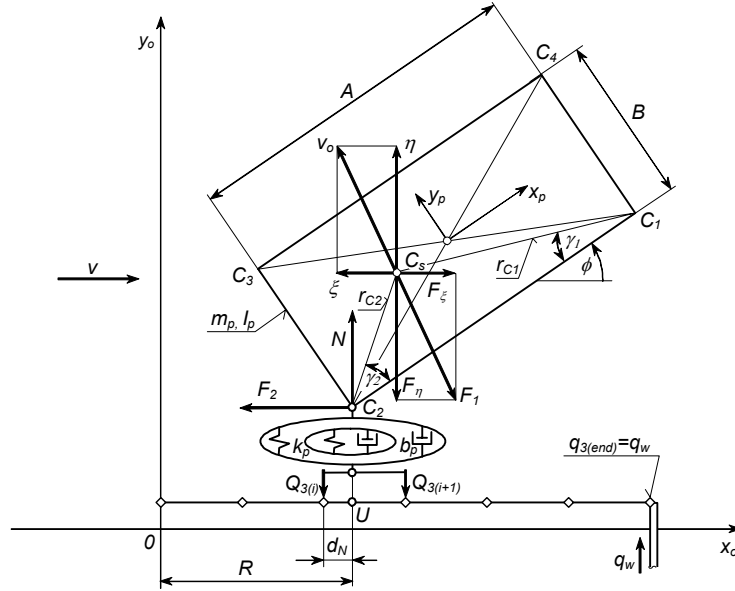
Rys. 3.18. Schemat przestrzeni roboczej manipulatora z zastawą aktywną o ruchu postępowym: 1 – ładunek jednostkowy, 2 – przenośnik główny, 3 – zastawa aktywna, 4 – ześlizg, s – szerokość przenośnika głównego, Δs – odległość ładunku od krawędzi przenośnika, R_s – położenie czoła ładunku w chwili zadziałania zastawy, R_z – długość zastawy, Δc – odległość pomiędzy czołami ładunków, L – długość przestrzeni roboczej manipulatora, q_w – przemieszczenie nadawane zastawie przez układ napędowy, v – prędkość unoszenia przenośnika

3.3.2. Model ruchu ładunku

Podczas wyznaczania równań modelu fizycznego procesu sortowania przyjęto układ odniesienia $Ox_o y_o$ związany z ramą manipulatora i $Ox_p y_p$ związany ze środkiem geometrycznym obiektu (rys. 3.19). Właściwości sprężysto-tłumiące ładunku opisane są zmodyfikowanym nieliniowym modelem Kelvina (4.16), a zastawy – zgodnie z metodą OES (podobnie jak w poprzednim podrozdziale). Ze względu na planowane symulacje numeryczne najbardziej istotnymi etapami ruchu ładunku podczas sortowania są:

- zderzenie ukośne ładunku z zastawą,
- ruch ładunku wzdłuż zastawy,
- ruch swobodny (opisany w pracy [97]).

3.3.2.1. Zderzenie ukośne ładunku z zastawą



Rys. 3.19. Schemat sił działających podczas ukośnego uderzenia zastawy w obiekt

W trakcie realizacji procesu niesprężystego zderzenia ukośnego zastawa wykonuje ruch postępowy, a ładunek ruch płaski, który w układzie współrzędnych $Ox_o y_o$ opisany jest równaniami (wg rys. 3.19):

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{x}_o = F_\xi - F_2 \cos q_{5(N)} - N \sin q_{5(N)} \\ m_p \ddot{y}_o = -F_\eta - F_2 \sin q_{5(N)} + N \cos q_{5(N)} \\ I_p \ddot{\phi} = -r_{Cj} [u_j N \cos(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) + F_2 \sin(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)}))] - T \end{cases} \quad (3.59)$$

Opis wielkości występujących w równaniach (3.59) pokrywa się z opisem podanym w punkcie 3.2.2, odnoszącym się do manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym. Wielkości wymagające uaktualnienia (właściwe dla manipulatora z zastawą aktywną o ruchu postępowym) przedstawione są poniżej.

Współrzędne punktów C_j i U wynoszą:

$$x_{oC} = x_o - u_j r_{Cj} \cos(\gamma_j + \phi) \quad (3.60)$$

$$y_{oC} = y_o - r_{Cj} \sin(\gamma_j + \phi) \quad (3.61)$$

$$x_{oU} = R \quad (3.62)$$

$$y_{oU} = q_{3(N)} \quad (3.63)$$

Ponadto:

ξ, η – składowe prędkości poślizgu środka ciężkości obiektu względem taśmy przenośnika:

$$\xi = v - \dot{x}_o \quad (3.64)$$

$$\eta = \dot{y}_o \quad (3.65)$$

$P_{\xi ext}, P_{\eta ext}$ – składowe siły zewnętrznej wywieranej na obiekt przez zastawę:

$$P_{\xi ext} = N(\mu_2 \cos q_{5(N)} \operatorname{sgn}(w_{xj}) + \sin q_{5(N)}) \quad (3.66)$$

$$P_{\eta ext} = N(\cos q_{5(N)} - \mu_2 \sin q_{5(N)} \operatorname{sgn}(w_{xj})) \quad (3.67)$$

$P_{2 ext}$ – siła zewnętrzna styczna do zastawy, wynikająca ze sprzężenia ciernego pomiędzy obiektem a powierzchnią nośną przenośnika:

$$P_{2 ext} = F_{\xi} \cos q_{5(N)} - F_{\eta} \sin q_{5(N)} \quad (3.68)$$

T_{ext} – moment sił zewnętrznych wywieranych na obiekt przez zastawę:

$$T_{ext} = -r_{Cj} N [u_j \cos(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) + \mu_2 \operatorname{sgn}(w_{xj}) \sin(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)}))] \quad (3.69)$$

w_{xj} – prędkość poślizgu naroża ładunku względem zastawy:

$$w_{xj} = \dot{x}_o \cos q_{5(N)} + \dot{y}_o \sin q_{5(N)} + u_j r_{Cj} \dot{\phi} \sin(\gamma_j + u_j(\phi - q_{5(N)})) \quad (3.70)$$

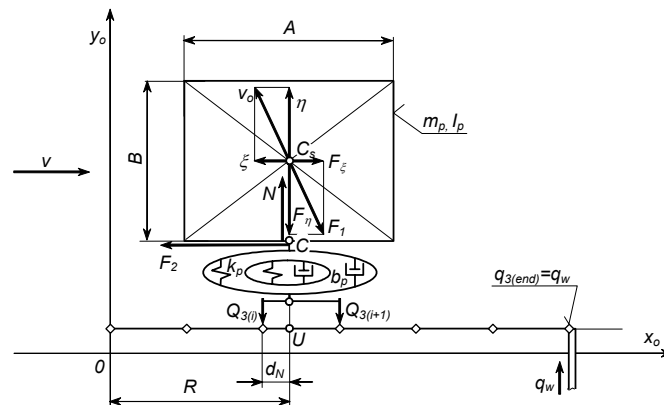
$q_{3(end)} = q_w, q_{5(end)} = 0$ – położenie liniowe i kątowe ostatniego węzła zastawy (w miejscu utwierdzenia belki),

q_w – wymuszenie kinematyczne układu napędowego zastawy (wzorowane na strukturze równania (3.46)):

$$q_w(s, t_1, t) = 0,5s \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{t_1} t\right) \right] \quad (3.71)$$

s – szerokość przenośnika głównego.

3.3.2.2. Ruch ładunku wzdłuż zastawy



Rys. 3.20. Schemat sił działających na obiekt podczas ruchu wzdłuż zastawy

Równania opisujące ruch obiektu i zastawy w prostokątnym układzie współrzędnych $Ox_o y_o$ przybierają postać (wg rys. 3.20):

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{x}_o = F_\xi - F_2 \cos q_{5(N)} - N \sin q_{5(N)} \\ m_p \ddot{y}_o = -F_\eta - F_2 \sin q_{5(N)} + N \cos q_{5(N)} \end{cases} \quad (3.72)$$

Oznaczenia wielkości występujących w układzie równań (3.72) pokrywają się oznaczeniami podanymi w równaniach (3.59).

Uaktualnienia wymaga opis współrzędnych punktu C określającego położenie miejsca kontaktu ładunku z zastawą:

$$x_{oC} = x \quad (3.73)$$

$$y_{oC} = y_o - (0,5B + y_p) \quad (3.74)$$

Punkt C stanowi rzut prostokątny środka ciężkości obiektu na ścianę ładunku znajdującą się w kontakcie z zastawą (podobnie jak w podpunkcie 3.2.2.2).

Ponadto:

w_x – prędkość poślizgu ładunku względem zastawy:

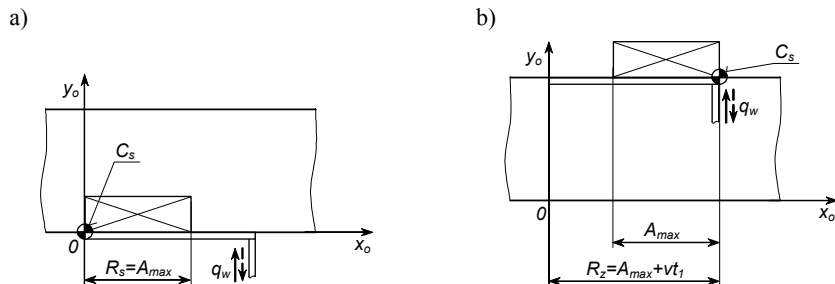
$$w_x = \dot{x}_o \cos q_{5(N)} + \dot{y}_o \sin q_{5(N)} \quad (3.75)$$

3.3.3. Określenie zadania optymalizacji procesu sortowania

Kryterium oceny jakości zadania optymalizacji jest maksymalizacja wydajności procesu sortowania (podobnie jak w podrozdziale 3.2 dotyczącym manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym).

Przyjęty jest dwuelementowy wektor zmiennych decyzyjnych: $X = [v, t_l]$ (v – prędkość unoszenia przenośnika głównego, t_l – czas ruchu roboczego zastawy). Wektor ten, w porównaniu z wektorem wykorzystywanym podczas optymalizacji odnoszącej się do manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym jest krótszy o dwa elementy – nie posiada zmiennych R_s i R_z .

Pominięcie zmiennej R_s wynika z założenia sortowania ładunków o dowolnie położonym środku ciężkości w obrębie obiektu – w tym także uwzględniającym przypadki graniczne rozkładów gęstości przedstawione na rysunku 3.21.



Rys. 3.21. Położenie środka ciężkości obiektu: a) pokrywające się z tylnym narożem, b) pokrywające się z przednim narożem; C_s – środek ciężkości obiektu

Zakładając możliwość wystąpienia położenia środka ciężkości pokrywającego się z tylną krawędzią obiektu (rys. 3.21a) oraz biorąc pod uwagę konieczność poprawnego zgarnięcia ładunku do ześlizgu (wykluczenie zsunięcia się obiektu z czynnej powierzchni zastawy) skrajne położenie obiektu w chwili zadziałania zastawy należy określić poprzez zależność:

$$R_s = A_{max} \quad (3.76)$$

gdzie:

A_{max} – maksymalna długość sortowanego obiektu.

Uwzględniając drugie graniczne położenie środka ciężkości obiektu (pokrywające się z jego powierzchnią czołową, rys. 3.21b) oraz pomijając tarcie obiektu o człon roboczy manipulatora, wymaganą minimalną długość ramienia zastawy wyznaczano jako:

$$R_z = A_{max} + vt_l \quad (3.77)$$

Pominięcie wpływu tarcia na ruch obiektu wzdłuż przenośnika głównego wynika z uwzględnienia położenia początkowego obiektu przed zgarnięciem tuż przy krawędzi przenośnika, po przeciwnej stronie względem zamocowania zastawy. W takim przypadku wpływ siły tarcia pomiędzy obiektem a zastawą na długość zastawy jest mało znaczący.

Przyjęte podczas badań zakresy zmiennych decyzyjnych $[v, t_l]$ pokrywają się z zakresami zmiennych (3.50) i (3.51), które zostały określone dla pracy manipulatora z zastawą aktywną o ruchu obrotowym (podrozdział 3.2).

Ograniczenia zadania optymalizacji podyktowane są wymaganiami bezpieczeństwa sortowanych obiektów:

$$w_n - w_{dop} \leq 0 \quad (3.78)$$

$$a_N - a_{Ndop} \leq 0 \quad (3.79)$$

$$\dot{y} - \dot{y}_{dop} \leq 0 \quad (3.80)$$

gdzie:

w_n – względna prędkość zderzenia ciał w kierunku normalnym,
 w_{dop} – dopuszczalna prędkość zderzenia obiektu z zastawą w kierunku normalnym,
 a_N – przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę,
 a_{Ndop} – dopuszczalne przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę,
 \dot{y}_{dop} – dopuszczalna prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku poprzecznym do osi przenośnika, przyjęto $\dot{y}_{dop} = 2,5$ m/s.

Powyższe ograniczenia wymuszają:

- nieprzekraczanie dopuszczalnej prędkości zderzenia obiektu z zastawą, gdy $\Delta s > 0$ m – warunek (3.78),
- nieprzekraczanie przeciążeń dopuszczalnych obiektu podczas jego ruchu wzdłuż zastawy, gdy $\Delta s = 0$ m – warunek (3.79),
- nieprzekraczanie prędkości dopuszczalnej obiektu opuszczającego przenośnik główny – warunek (3.80).

Wymagania niezawodności doprowadzania obiektu do ześlizgu wyrażone są poprzez zależności (3.76) i (3.77).

3.3.4. Symulacja numeryczna

Decyzje dotyczące zaleceń konstrukcyjno-eksploatacyjnych manipulatora z zastawą aktywną uzależnione są od rozmieszczenia obiektów na przenośniku (podobnie jak w przypadku manipulatora z zastawą o ruchu obrotowym). Rozmieszczenie to może być uzyskane na dwa sposoby:

- dozwolone dowolne położenie ładunków na całej dostępnej szerokości przenośnika głównego ($\Delta s \geq 0$ m – rys. 3.18),
- ładunki posiadają wymuszone położenie (w procesie pozycjonowania) przy krawędzi przenośnika po stronie zainstalowania manipulatora ($\Delta s = 0$ m, $\phi = 0^\circ$ – rys. 3.18).

W przypadku pierwszego sposobu rozmieszczenia obiektów decydujące znaczenie w spełnieniu wymogu bezpieczeństwa sortowanych obiektów odnosi się do warunku (3.78), a w przypadku drugiego – do warunku (3.79).

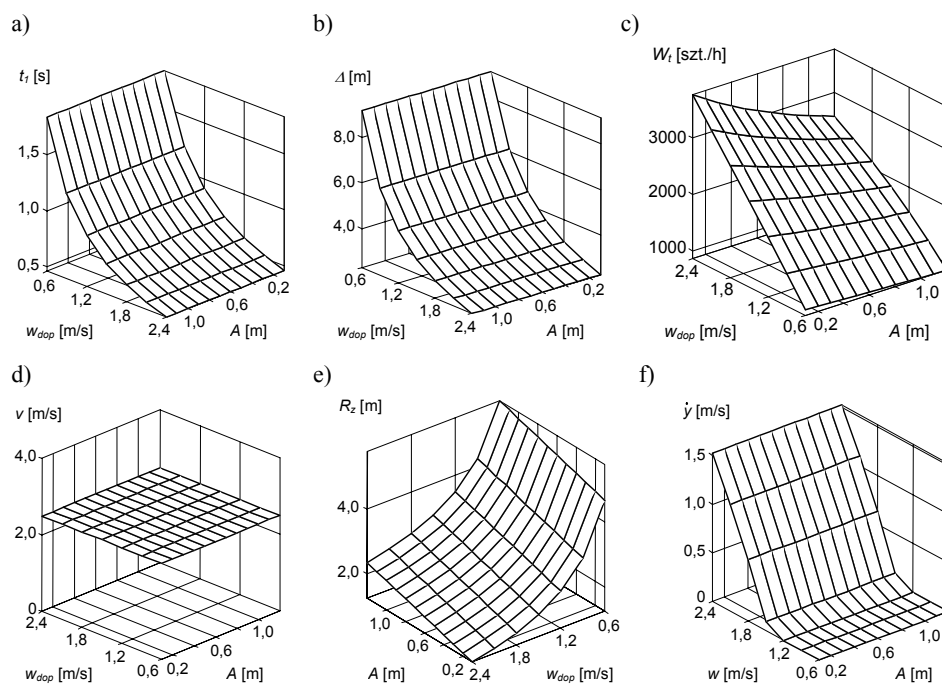
3.3.4.1. Sortowanie strumienia ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku

Na rysunku 3.22 przedstawiono wyniki optymalizacji numerycznej polegającej na maksymalizacji wydajności procesu sortowania według zależności (3.48), prowadzonej w funkcji prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} i długości ładunku A oraz uwzględniającej ograniczenie (3.78). Podczas badań przyjęto: współczynnik tarcia obiektu o taśmę przenośnika $\mu_1 = 0,65$ i zastawę $\mu_2 = 0,35$, szerokość przenośnika głównego $s = 0,7$ m, szerokość ładunku $B = 0,1$ m.

Przyjęte zadanie optymalizacji prowadzi do osiągnięcia czasu cyklu roboczego zastawy (rys. 3.22a) o jak najmniejszej wartości ograniczonej warunkiem (3.78) oraz przybierania maksymalnej prędkości unoszenia przenośnika (rys. 3.22d), pokrywającej się z górnym zakresem zmiennej decyzyjnej (3.50). Efektem prowadzonych badań jest propozycja zastawy o bardzo dużej długości (dochodzącej do 6 m, rys. 3.22e) oraz stosowanie znacznych odstępów pomiędzy ładunkami (rys. 3.22b – określonych na podstawie wyrażenia (2.2)). Prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu (rys. 3.22f) znajduje się poniżej wartości dopuszczalnej określonej w warunku (3.80).

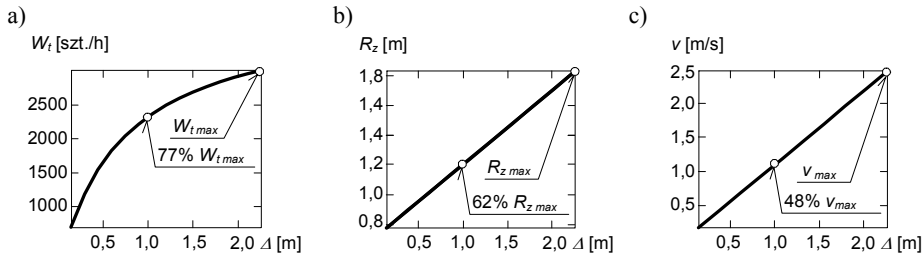
Uzyskane wyniki badań świadczą o konieczności określenia strategii prowadzącej do wyznaczenia krótszej długości zastawy niż proponowanej przez dane przedstawione na rysunku 3.22e. Wszystkie realizowane w tym celu działania skutkują spadkiem wydajności procesu sortowania.

Jednym z bardziej efektywnych sposobów ograniczenia długości zastawy niepowodującej nadmiernej redukcji wydajności sortowania jest przyjęcie stałej odległości pomiędzy ładunkami transportowanymi w potoku, np. $\Delta = 1$ m – niezależnej od czasu cyklu roboczego zastawy i rozmiarów sortowanych obiektów.



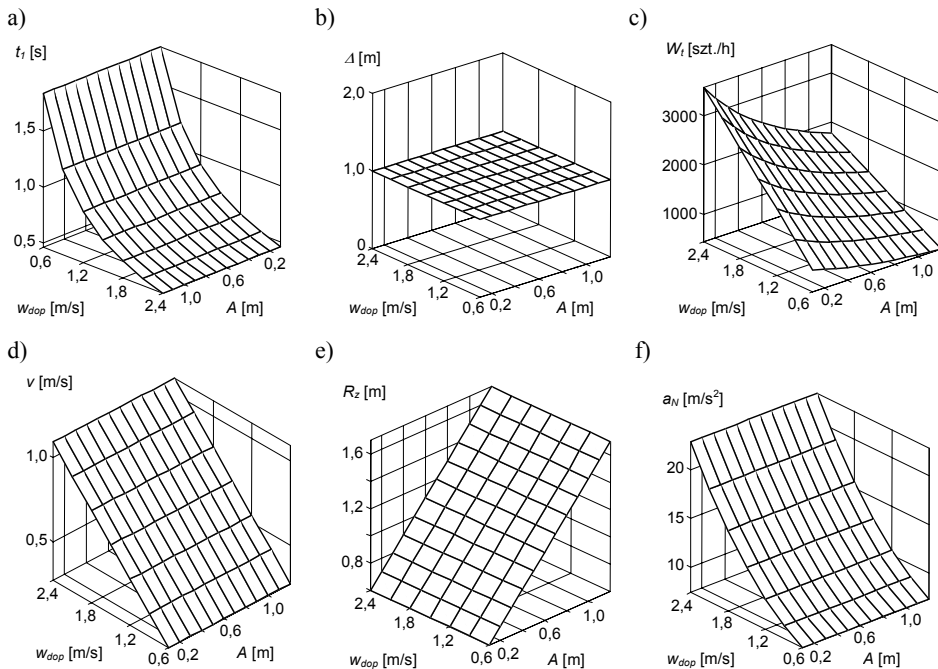
Rys. 3.22. Parametry pracy manipulatora w funkcji prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} i długości ładunku A , uwzględniające ograniczenie (3.78): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) wymagana odległość pomiędzy obiektami, c) wydajność techniczna sortowania, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu

Związki między założoną odległością Δ a uzyskiwaną wydajnością sortowania W_t , długością zastawy R_z i prędkością unoszenia przenośnika v (dla obiektu o długości $A = 0,7$ m i dopuszczalnej prędkości udaru $w_{dop} = 2,4$ m/s) przedstawiono na rysunku 3.23. Zależności te wyznaczone są na podstawie wyrażenia (2.2) – narzucającego ciągłość potoku ładunków oraz obecność w strefie pracy manipulatora tylko jednego obiektu. Przyjęcie odległości $\Delta = 1$ m (gdy $A = 0,7$ m, $w_{dop} = 2,4$ m/s) skutkuje: zmniejszeniem prędkości unoszenia przenośnika (rys. 3.23c) do 48% w stosunku do górnego zakresu zmiennej decyzyjnej (3.50), obniżeniem długości zastawy (rys. 3.23b) do 62% względem wartości przedstawionej na rysunku 3.22e oraz spadkiem wydajności sortowania (rys. 3.23a) – do 77%.



Rys. 3.23. Parametry pracy manipulatora w funkcji odległości pomiędzy obiektami transportowanymi w potoku: a) wydajność techniczna sortowania, b) długość zastawy, c) prędkość unoszenia przenośnika; parametry procesu: $w_{dop} = 2,4$ m/s, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $A \times B = 0,7$ m \times 0,1 m

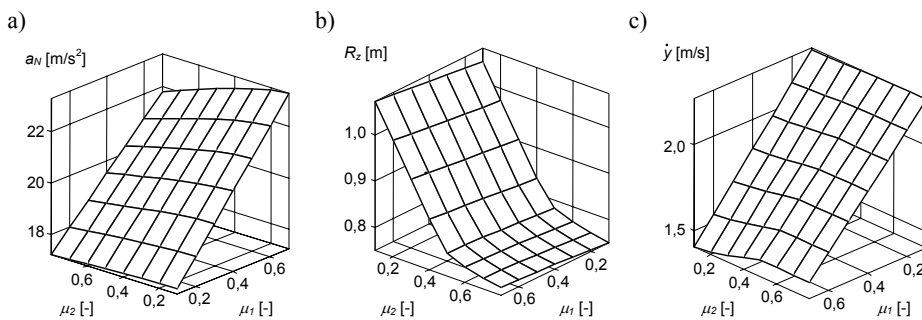
Wykres wpływu przyjęcia stałej odległości pomiędzy ładunkami ($\Delta = 1$ m) na parametry pracy manipulatora w odniesieniu do obiektów o długości $A \in \langle 0,1; 1,2 \rangle$ m i dopuszczalnej prędkości udaru $w_{dop} \in \langle 0,6; 2,4 \rangle$ m/s przedstawiono na rysunku 3.24. Efektem badań jest propozycja znacznie skróconej zastawy (na podstawie rys. 3.22e w odniesieniu do rys. 3.24e) oraz obniżenie prędkości unoszenia przenośnika (rys. 3.24d). Założenie stałej odległości Δ (rys. 3.24b) powoduje w przypadku sortowania krótkich ładunków niewielką redukcję wydajności pracy manipulatora (rys. 3.24c w odniesieniu do rys. 3.22c) i nieco większą – w przypadku ładunków długich.



Rys. 3.24. Parametry pracy manipulatora w funkcji prędkości zderzenia obiektu z zastawą w_{dop} i długości ładunku A ($\Delta = \text{const} = 1$ m): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) odległość pomiędzy obiektami w potoku, c) wydajność techniczna sortowania, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę, gdy $\Delta_s = 0$ m, $\phi = 0^\circ$

3.3.4.2. Sortowanie strumienia ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania manipulatora

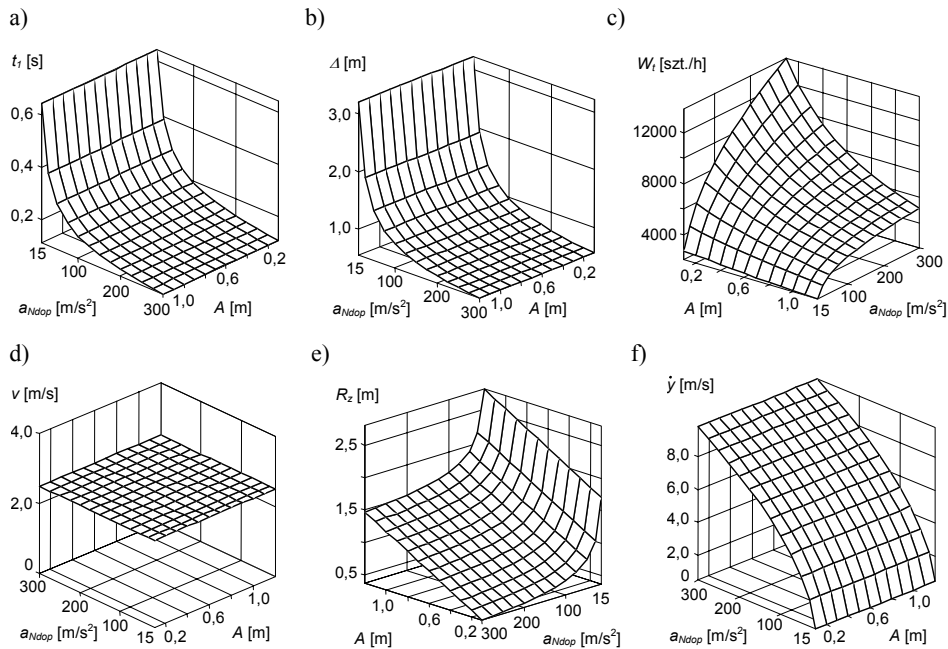
Zależności występujące pomiędzy współczynnikami tarcia $\mu_1 \in \langle 0,1; 0,7 \rangle$ i $\mu_2 \in \langle 0,1; 0,8 \rangle$ i przebiegiem procesu sortowania przedstawiono na rysunku 3.25. Wykresy opracowane są przy założeniu: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $\Delta = 1 \text{ m}$, $w_{dop} = 2,4 \text{ m/s}$ ($H_{dop} = 0,3 \text{ m}$).



Rys. 3.25. Parametry pracy manipulatora w funkcji współczynników tarcia μ_1 i μ_2 : a) przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę, b) długość zastawy uwzględniająca tarcie obiektu o zastawę, c) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku ześlizgu; parametry procesu: $w_{dop} = 2,4 \text{ m/s}$, $\Delta = 1 \text{ m}$, $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$

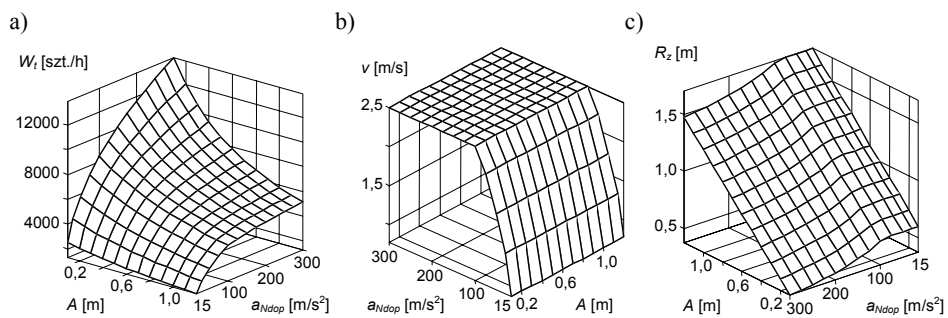
Im współczynnik tarcia ładunku o przenośnik μ_1 jest większy, tym mniejsza prędkość obiektu opuszczającego zastawę (rys. 3.25c) i większe przeciążenie dynamiczne wywierane na obiekt przez zastawę (rys. 3.25a). Wpływ współczynnika tarcia μ_2 w tym przypadku jest mało istotny. Znaczenie tego współczynnika ujawnia się w przypadku szacowania długości zastawy (jeśli zakłada się $\Delta s = 0 \text{ m}$, $\phi = 0^\circ$ – rys. 3.25b). Im współczynnik μ_2 jest większy, tym krótsza zastawa. Zmiany współczynnika tarcia μ_1 w tym przypadku nie odgrywają istotnej roli. Przyjęcie współczynnika tarcia $\mu_2 = 0$ w ruchu obiektu wzdłuż zastawy (równanie (3.77)) prowadzi do zaproponowania zastawy $R_z = 1,2 \text{ m}$ (rys. 3.24e).

Przedstawione na rysunku 3.26 wykresy uwzględniają wpływ długości A i przyspieszeń dopuszczalnych a_{Ndop} nadawanych obiektowi na maksymalizację wydajności procesu sortowania (przy założeniu: $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$ i $s = 0,7 \text{ m}$). Uwzględnienie kryterium oceny jakości zadania optymalizacji (3.48) oraz ograniczenia (3.79) prowadzi do wyznaczenia prędkości unoszenia przenośnika v (rys. 3.26d), pokrywającej się z górnym zakresem zmiennej decyzyjnej (3.50) i zastawy o znacznej długości (rys. 3.26e) – podobnie jak w przypadku wyników przedstawionych na rysunku 3.22. Umożliwienie poddawania ładunków przeciążeniom $a_{Ndop} = 300 \text{ m/s}^2$ wiąże się z osiągnięciem imponującej wydajności sortowania (w przypadku krótkich obiektów ok. 13000 szt./h, rys. 3.26c) oraz dużej prędkości ładunków opuszczających przenośnik główny (przekraczającej 9 m/s, rys. 3.26f).

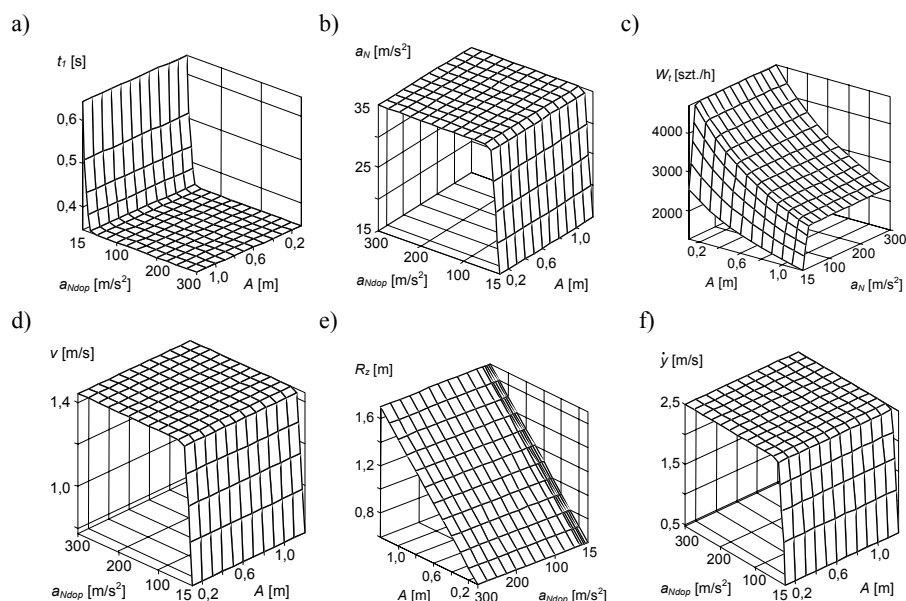


Rys. 3.26. Parametry pracy manipulatora w funkcji długości ładunku A i przyspieszenia a_{Ndop} nadawanego obiektowi, uwzględniające ograniczenie (3.79): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) odległość pomiędzy obiektami, c) wydajność techniczna sortowania, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku żelaznicy

Zastosowanie stałej odległości pomiędzy obiektami w potoku $\Delta = 1$ m (wzorując się na opracowaniu rys. 3.24) skutkuje zmniejszeniem długości zastawy (rys. 3.27c w odniesieniu do rys. 3.26e) oraz w przypadku dążenia do poddawania obiektów niewielkim przeciążeniom – obniżeniem prędkości unoszenia przenośnika v (rys. 3.27b). Maksymalna wydajność sortowania (rys. 3.27a) ulega nieznacznemu zmniejszeniu (w porównaniu z wykresem przedstawionym na rys. 3.26c).



Rys. 3.27. Parametry pracy manipulatora w funkcji przyspieszenia a_{Ndop} nadawanego obiektowi i długości ładunku A ($\Delta = \text{const} = 1$ m): a) wydajność techniczna sortowania, b) prędkość unoszenia przenośnika, c) długość zastawy



Rys. 3.28. Wyniki optymalizacji uwzględniającej poza danymi wykorzystanymi w opracowaniu rysunku 3.27 także ograniczenie (3.80): a) czas ruchu roboczego zastawy, b) przyspieszenie nadawane obiektowi przez zastawę, c) wydajność techniczna sortowania, d) prędkość unoszenia przenośnika, e) długość zastawy, f) prędkość obiektu opuszczającego przenośnik główny w kierunku żelizgu

Dodatkowe wprowadzenie ograniczenia (3.80) odnoszącego się do prędkości obiektu opuszczającego przenośnik (rys. 3.28f) powoduje: wydłużenie czasu ruchu roboczego zastawy (rys. 3.28a) i znaczny spadek wydajności sortowania (rys. 3.28c). Ograniczenie (3.79) dotyczące przyspieszeń dopuszczalnych staje się aktywne, gdy występuje zezwolenie na przeciążenie ładunku $a_{Ndop} = 15 \text{ m/s}^2$ (rys. 3.28b). Maksymalne przyspieszenie nadawane obiektom wynosi około $a_N = 35 \text{ m/s}^2$.

3.3.5. Podsumowanie

Wybrane parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne manipulatora:

- maksymalna wydajność sortowania dla przyjętych danych: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\Delta = 1 \text{ m}$ wynosi:
 - w przypadku dowolnego ułożenia ładunków przed zgarnięciem:
 - $W_t = 570 \text{ szt./h}$, gdy: $w_n = 0,6 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,02 \text{ m}$), $\dot{y} = 0 \text{ m/s}$, $t_l = 1,833 \text{ s}$, $R_z = 1,2 \text{ m}$, $v = 0,27 \text{ m/s}$,
 - $W_t = 2300 \text{ szt./h}$, gdy: $w_n = 2,4 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,3 \text{ m}$), $\dot{y} = 1,5 \text{ m/s}$, $t_l = 0,458 \text{ s}$, $R_z = 1,2 \text{ m}$, $v = 1,09 \text{ m/s}$,
 - w przypadku ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania manipulatora:
 - $W_t = 1600 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 15 \text{ m/s}^2$, $\dot{y} = 0,4 \text{ m/s}$, $t_l = 0,64 \text{ s}$, $R_z = 1,2 \text{ m}$, $v = 0,77 \text{ m/s}$,
 - $W_t = 3070 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 35 \text{ m/s}^2$, $\dot{y} = 2,5 \text{ m/s}$, $t_l = 0,34 \text{ s}$, $R_z = 1,2 \text{ m}$, $v = 1,45 \text{ m/s}$;

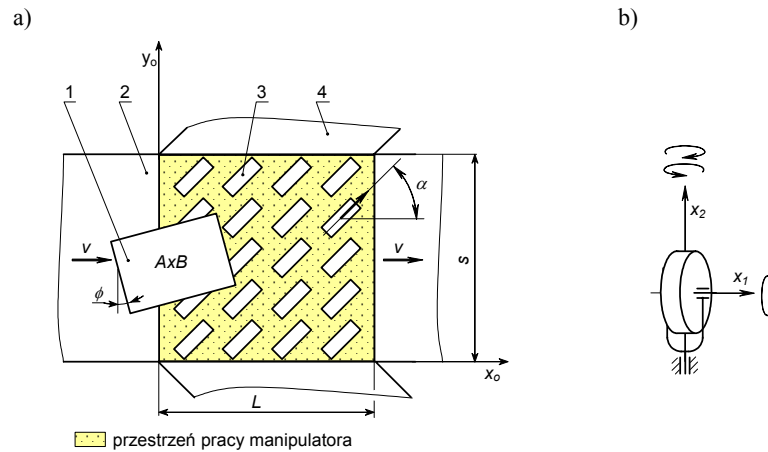
- współczynnik tarcia powierzchni nośnej zastawy:
 - w przypadku sortowania ładunków dowolnie rozmieszczonych na przenośniku zastawa powinna charakteryzować się minimalnymi właściwościami ciernymi ze względu na minimalizowanie oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane obiekty;
 - w przypadku sortowania ładunków ułożonych przy krawędzi przenośnika po stronie zainstalowania manipulatora zastawa powinna cechować się wysokimi właściwościami ciernymi – im współczynnik tarcia tej powierzchni większy tym krótsza długość zastawy;
- współczynnik tarcia obiektu o przenośnik powinien mieć możliwie najmniejszą wartość ze względu na dążenie do minimalizowania oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowany obiekt – niezależnie od sposobu uporządkowania ładunków na przenośniku;
- aktywacja ruchu roboczego zastawy powinna następować w chwili zaistnienia całkowitej obecności ładunku w przestrzeni roboczej zastawy ($R_s = A_{max}$) – niezależnie od sposobu uporządkowania ładunków na przenośniku;
- przyjęcie stałej odległości pomiędzy ładunkami w potoku (np. $\Delta = 1$ m) jest korzystną strategią ze względu na minimalizację długości zastawy i maksymalizację wydajności procesu sortowania.

3.4. Manipulator z krążkami skrętnymi

3.4.1. Warunki pracy manipulatora

Schemat poglądowy manipulatora z krążkami skrętnymi (wbudowanego w konstrukcję przenośnika taśmowego) przedstawiono na rysunku 3.29a. Rolę elementu wykonawczego pełni układ napędzanych krążków stanowiących dla transportowanych ładunków aktywną powierzchnię nośną [87]. Na potrzeby planowanych badań przyjęto, iż krążki posiadają dwa stopnie swobody: ruch toczny wokół osi poziomej x_1 oraz ruch obrotowy wokół osi pionowej x_2 wykonywany podczas wymuszania zmiany kierunku transportowania ładunków (rys. 3.29b [69]). W położeniu neutralnym krążki mają kąt $\alpha = 0^\circ$, pozwalający na przesyłanie ładunków do dalej położonych linii odbiorczych. Ustawienie krążków w położeniu roboczym odpowiada kątowi nachylenia linii odbiorczych względem potoku głównego, wynoszącego zwykle $\alpha \in \langle 30; 90 \rangle^\circ$.

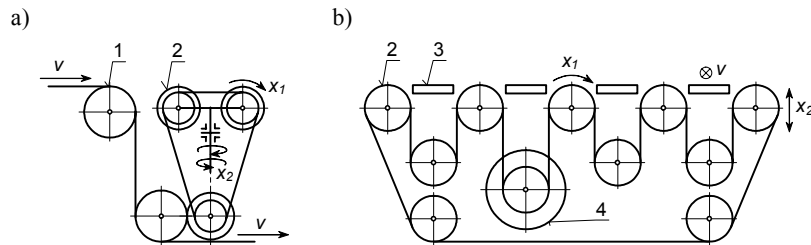
Idea aktywnej powierzchni nośnej zbudowanej na bazie krążków napędzanych wokół osi x_1 oraz x_2 (o dużym zakresie kąta roboczego α) jest pod względem projektowo-konstrukcyjnym skomplikowana. Ze względu na uproszczenie napędu krążków spotykane są dwa warianty rozwiązań – zależne od przyjętego kąta roboczego α krążków.



Rys. 3.29. Schemat poglądowy manipulatora z krążkami skrętnymi: a) przestrzeń pracy manipulatora, b) stopnie swobody elementu wykonawczego (ruchy obrotowe wokół osi x_1 i x_2); 1 – ładunek jednostkowy, 2 – przenośnik główny, 3 – element wykonawczy manipulatora (układ krążków), 4 – ześlizg, v – prędkość unoszenia przenośnika, α – kąt ustawienia krążków, s – szerokość przenośnika głównego, L – długość przestrzeni roboczej manipulatora

W przypadku urządzeń odprowadzających ładunki z przenośnika głównego pod kątem $\alpha = 30^\circ$ stosuje się krążki skrętne, połączone z sobą w pary (rys. 3.30a). Każda para w ruch obrotowy wokół osi x_1 wprawiana jest za pośrednictwem cięgna o przekroju kołowym, czerpiącego napęd z taśmy przenośnika głównego [127] lub z silnika elektrycznego (zamontowanego w urządzeniu sortującym [141]). Ruch skrętny poszczególnych par krążków wokół osi x_2 wykonywany jest za pośrednictwem układu dźwigniowego połączonego z siłownikiem pneumatycznym. Urządzenia te przystosowane są do rozdzielania ładunków na obie strony względem przenośnika głównego.

Gdy w urządzeniach sortujących kąt odprowadzania ładunków ma dużą wartość (np. $\alpha = 90^\circ$ [128] lub $\alpha = 45^\circ$ [7]) zwykle stosuje się rozwiązanie, w którym wszystkie krążki mają przyjęty stały kąt roboczy ($\alpha = \text{const}$) oraz wspólny napęd powodujący ruch obrotowy wokół osi x_1 (rys. 3.30b). Zdolność do rozdziału ładunków osiągnąca jest dzięki czynnościom (wykonywanym przez manipulator), mającym na celu uniknięcie lub doprowadzenie do zaistnienia kontaktu między krążkami a sortowanym obiektem. Efekt odsłaniania lub ukrywania krążków względem powierzchni przenośnika głównego jest spowodowany ruchem postępowym w kierunku pionowym x_2 : układu krążków (2) lub segmentów powierzchni nośnych (np. taśm (3) umieszczonych w przestrzeniach pomiędzy krążkami, które odpowiedzialne są za przepływ ładunków do dalej położonych ześlizgów – rys. 3.30b). Układy krążków o kącie roboczym $\alpha = 90^\circ$ przystosowane są do odprowadzania sortowanych ładunków na obie strony przenośnika głównego, a gdy kąt $\alpha = 45^\circ$ – tylko na jedną stronę.



Rys. 3.30. Przykłady rozwiązań napędu krążków: a) gdy $\alpha = 30^\circ$ [127, 141], b) gdy $\alpha = 90^\circ$ [128] lub $\alpha = 45^\circ$ [7]; x_1 i x_2 – stopnie swobody elementu wykonawczego, 1 – powierzchnia nośna przęsnika głównego, 2 – powierzchnia nośna układu krążków, 3 – powierzchnie nośne odpowiedzialne za przepływ ładunków (wzdłuż przęsnika głównego) do dalej położonych ześlizgów, 4 – silnik elektryczny, v – prędkość unoszenia przęsnika głównego

Siły reakcji wywierane na ładunek podczas sortowania wynikają wyłącznie ze sprężenia ciernego występującego pomiędzy ładunkiem a powierzchnią nośną krążków manipulatora.

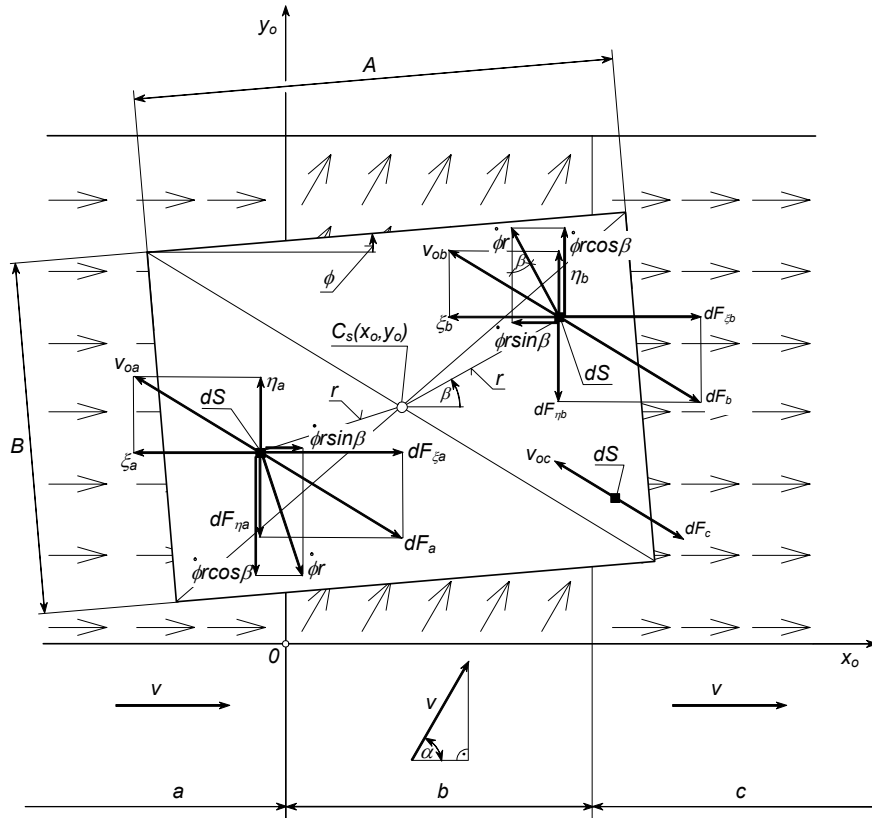
3.4.2. Model ruchu ładunku

Na ruch ładunku w przestrzeni pracy manipulatora wpływ mają powierzchnie nośne, które można podzielić na trzy strefy (rys. 3.31): b – obejmującą oddziaływanie manipulatora oraz a i c – znajdujące się na przęsniku głównym tuż przed manipulatorem i za nim.

W zależności od wymiarów i położenia ładunku oraz długości strefy b ładunek może znajdować się w kontakcie z jedną, dwiema lub jednocześnie ze wszystkimi strefami.

W modelu fizycznym procesu sortowania ładunków przyjęty jest prostokątny układ odniesienia Ox_0y_0 związany z ramą manipulatora, początkiem pokrywającym się z krawędzią strefy b i osią x_0 skierowaną wzdłuż osi przęsnika głównego (rys. 3.31). Ponadto:

- strefy tarcia przęsnika a , b i c leżą w jednej płaszczyźnie,
- krążki manipulatora pozbawione są błędu bicia promieniowego,
- krążki oraz występujące pomiędzy nimi martwe strefy są znacznie mniejsze od wymiarów sortowanych obiektów,
- ładunek traktowany jest jako ciało sztywne o równomiernie rozłożonej masie,
- ładunek cechuje się jednorodnymi właściwościami ciernymi na całej powierzchni,
- zjawisko tarcia opisywane jest zgodnie z prawem Coulomba,
- uwzględnione jest istnienie tarcia statycznego i kinetycznego, które może wystąpić w konfiguracjach:
 - brak jednoczesnego tarcia statycznego we wszystkich strefach,
 - jednoczesne tarcie kinetyczne we wszystkich strefach,
 - tarcie kinetyczne w strefach a i c oraz statyczne w strefie b ,
 - tarcie kinetyczne w strefie b oraz statyczne w strefach a i c ,
- przyjęte są takie same właściwości ciernie stref a i c oraz takie same prędkości unoszenia przęsnika v w tych strefach.



Rys. 3.31. Schemat sił działających na obiekt podczas sortowania manipulatorem z krążkami skrętnymi

Ruch płaski ładunku na powierzchni przenośnika i krążków manipulatora w prostokątnym układzie współrzędnych $Ox_o y_o$ opisany jest układem równań (wg rys. 3.31):

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_o = F_{\xi ac} + F_{\xi b} \\ m_p \ddot{y}_o = -F_{\eta ac} - F_{\eta b} \\ I_p \ddot{\phi} = -T_{ac} - T_b \end{cases} \quad (3.81)$$

gdzie:

$F_{(j)ac}, F_{(j)b}$ – składowe siły tarcia ładunku w strefach a i c oraz $b, j = \xi, \eta$:

$$F_{(j)ac} = \begin{cases} F_{ac \max} \frac{j_{ac}}{v_{oac}} & \text{gdy } v_{oac} > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} -F_{b \max} \frac{j_b}{v_{ob}} & \text{gdy } F_{ac \max} > F_{b \max} \\ -F_{ac \max} \frac{j_b}{v_{ob}} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.82)$$

$$F_{(j)b} = \begin{cases} F_{b \max} \frac{j_b}{v_{ob}} & \text{gdy } v_{ob} > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} -F_{ac \max} \frac{j_{ac}}{v_{oac}} & \text{gdy } F_{b \max} > F_{ac \max} \\ -F_{b \max} \frac{j_{ac}}{v_{oac}} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.83)$$

$$F_{ac \max} = F_{a \max} + F_{c \max} \quad (3.84)$$

$F_{(i) \max}$ – siła tarcia granicznego występująca pomiędzy ładunkiem a powierzchnią nośną manipulatora w strefach $i = a, b, c$:

$$F_{(i) \max} = \frac{m_p g}{S} \int_{S_i} \mu_i w_i dS \quad (3.85)$$

T_{ac}, T_b – momenty sił tarcia ładunku w strefach tarcia a i c oraz b :

$$T_{ac} = \begin{cases} T_{ac \max} & \text{gdy } |\dot{\phi}| > \dot{\phi}_{\min} \\ \left. \begin{cases} -T_{b \max} & \text{gdy } T_{ac \max} > |T_{b \max}| \\ -T_{ac \max} \operatorname{sgn}(T_{b \max}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.86)$$

$$T_b = \begin{cases} T_{b \max} & \text{gdy } |\dot{\phi}| > \dot{\phi}_{\min} \\ \left. \begin{cases} -T_{ac \max} & \text{gdy } T_{b \max} > |T_{ac \max}| \\ -T_{b \max} \operatorname{sgn}(T_{ac \max}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.87)$$

$$T_{ac \max} = T_{a \max} + T_{c \max} \quad (3.88)$$

$T_{(i) \max}$ – moment siły tarcia granicznego ładunku w strefach $i = a, b, c$:

$$T_{(i) \max} = \begin{cases} \frac{m_p g}{S} \int_{S_i} \mu_i \frac{w_i}{v_{oi}} [\eta_i (x_s - x_o) + \xi_i (y_s - y_o)] dS & \text{gdy } v_{io} > v_{\min} \\ \frac{m_p g}{S} \int_{S_i} \mu_i w_i r dS & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.89)$$

w_i – funkcja opisująca geometrię powierzchni ładunku; $w_i = 1$ w przypadku, gdy ładunek znajduje się w kontakcie z przenośnikiem w strefie i , w przypadku przeciwnym – $w_i = 0$,

$S = AB$ – powierzchnia nośna ładunku,

r – odległość elementarnej powierzchni dS od środka ciężkości ładunku C_s :

$$r = \sqrt{(x_s - x_o)^2 + (y_s - y_o)^2} \quad (3.90)$$

dS – elementarna powierzchnia kontaktu,

$\xi_a, \xi_b, \xi_c, \eta_a, \eta_b, \eta_c$ – składowe prędkości poślizgu elementarnej powierzchni tarcia ładunku dS w strefach a, b i c :

$$\xi_a = \xi_c = v - \dot{x}_o + \dot{\phi} r \sin \beta, \quad \xi_b = v \cos \alpha - \dot{x}_o + \dot{\phi} r \sin \beta \quad (3.91)$$

$$\eta_a = \eta_c = \dot{y}_o + \dot{\phi} r \cos \beta, \quad \eta_b = -v \sin \alpha + \dot{y}_o + \dot{\phi} r \cos \beta \quad (3.92)$$

$v_{o(i)}$ – wypadkowa prędkości poślizgu elementarnej powierzchni tarcia dS w strefach $i = a, b, c$:

$$v_{o(i)} = \sqrt{\xi_i^2 + \eta_i^2} \quad (3.93)$$

β – kąt pochylenia promienia r :

$$\beta = \arctg \left(\frac{y_S - y_o}{x_S - x_o} \right) \quad (3.94)$$

x_o, y_o, ϕ – współrzędne położenia środka ciężkości C_s i kąt obrotu ładunku,

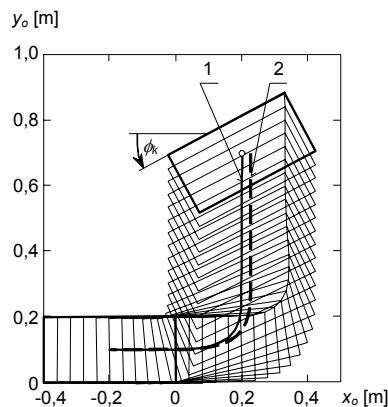
x_S, y_S – współrzędne położenia elementarnej powierzchni dS ,

m_p, I_p – masa i masowy moment bezwładności ładunku,

μ_i – współczynnik tarcia pomiędzy ładunkiem a przenośnikiem w strefie $i = a, b, c$.

3.4.3. Symulacja numeryczna

Na rysunku 3.32 przedstawiono tor ruchu środka ciężkości ładunku wyznaczony podczas symulacji zgarniania ładunku układem krążków ustawionych pod kątem $\alpha = 90^\circ$ z pominięciem oddziaływania na przebieg procesu sortowania strefy c – przyjmując nieskończenie dużą długość strefy b . Takie podejście pozwala ustalić odległość, na jaką przemieszcza się sortowany obiekt w przestrzeń oddziaływania manipulatora bez uwzględniania zaburzeń wynikających z wpływu na przebieg pracy manipulatora strefy c . Wpływ tej strefy na przebieg procesu sortowania uwzględniono w dalszej części pracy.



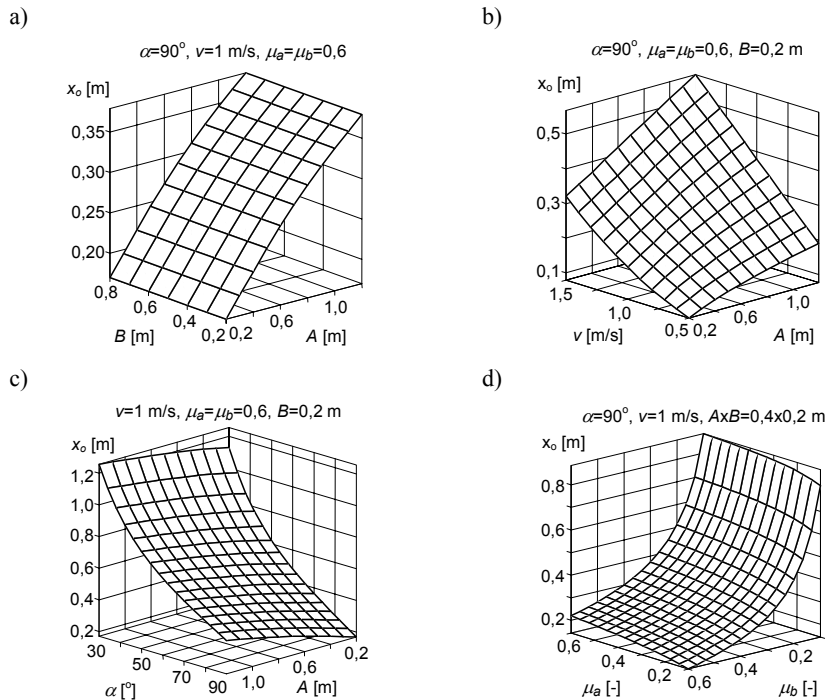
Rys. 3.32. Tor ruchu środka ciężkości ładunku podczas sortowania manipulatorem z krążkami skrętnymi: 1 – przy uwzględnieniu momentu sił tarcia, 2 – przy pominięciu momentu sił tarcia; $A \times B = 0,4 \text{ m} \times 0,2 \text{ m}$, $v = 1 \text{ m/s}$, $\alpha = 90^\circ$, $b \rightarrow \infty$, $\mu_a = \mu_b = 0,6$

Na rysunku 3.32 linią ciągłą (odnośnik 1) oznaczono tor ruchu ładunku uzyskany podczas symulacji procesu sortowania według układu równań (3.81), a linią przerywaną (odnośnik 2) – po pominięciu oddziaływania momentu sił tarcia. Uwzględnienie momentu sił tarcia spowodowanych oddziaływaniem stref nośnych przenośnika powoduje obrót ładunku o kąt ϕ_k oraz skrócenie odległości przemieszczenia ładunku w przestrzeń pracy manipulatora.

Rozpatrywanie ruchu ładunku bez uwzględniania momentu sił tarcia znacznie skraca przebieg symulacji numerycznych. Określane na podstawie modelu uproszczonego szacunki wymaganej minimalnej długości strefy b (tj. także długości przestrzeni roboczej L – rys. 3.29) niezbędnej do prawidłowego przebiegu procesu sortowania będą przyjmowane z nadmiarem, powiększając pewność poprawnego zgarnięcia obiektu.

Założona podczas badań prędkość unoszenia wynosi $v \in \langle 0,5; 1,5 \rangle$ m/s, a wymiary ładunków w rzucie na płaszczyznę przenośnika: $A \in \langle 0,2; 1,2 \rangle$ m i $B \in \langle 0,2; 0,8 \rangle$ m. Zastosowana prędkość przenośnika pokrywa się z prędkością stosowaną w napędzanych przenośnikach wałkowych [138], a założony minimalny wymiar obiektu wynika z występowania martwych przestrzeni nośnych między osiami krążków.

Na rysunku 3.33 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych procesu sortowania ładunków pod kątem oceny zagrożeń wynikających z trudności spełnienia warunku niezawodnego zgarnięcia ładunku do odpowiedniego ześlizgu. Warunek ten może być naruszony w wyniku niedostatecznego przemieszczenia ładunku w kierunku poprzecznym do osi przenośnika w stronę ześlizgu.



Rys. 3.33. Odległość pokonana przez środek ciężkości obiektu (podczas sortowania) w kierunku osi przenośnika x_o , wyznaczona w funkcji: a) wymiarów ładunku $A \times B$, b) prędkości transportowania potoku v oraz wymiaru ładunku A , c) kąta nachylenia krążków skrętnych α oraz wymiaru ładunku A , d) współczynników tarcia μ_a, μ_b ; $s = 0,7 \text{ m}$ – szerokość przenośnika głównego, $\phi = 0^\circ, b \rightarrow \infty$

W trakcie analiz przyjęto, iż w celu zgarnięcia ładunku do ześlizgu wymagane jest pokonanie przez środek ciężkości ładunku szerokości przenośnika wynoszącej $s = 0,7$ m. Zasadniczą przyczyną braku docierania ładunku do założonego miejsca przeznaczenia jest niedostateczna długość przestrzeni objętej oddziaływaniem manipulatora (strefy b) w odniesieniu do założonych parametrów procesu sortowania (wymiarów ładunków, kąta roboczego układu krążków, prędkości unoszenia, właściwości ciernych przenośnika taśmowego i elementów wykonawczych manipulatora). Niezbędna długość strefy oddziaływania manipulatora jest funkcją odległości, na jaką przemieszcza się ładunek w kierunku osi x_o , wyznaczoną bez uwzględniania wpływu strefy tarcia c . Z analizy rysunku 3.33a wynika, iż odległość x_o zależy od długości manipulowanego obiektu (wymiar A – w przypadku równoległego ułożenia ładunku przed zgarnięciem względem osi przenośnika $\phi = 0^\circ$) oraz nie jest wrażliwa na jego długość B . Im dłuższy ładunek, tym większa powinna być długość strefy b .

Podobny wpływ na przebieg procesu sortowania (jak wymiar ładunku A) ma prędkość unoszenia ładunków v . Im wartość prędkości v jest większa, tym większa odległość x_o (rys. 3.33b).

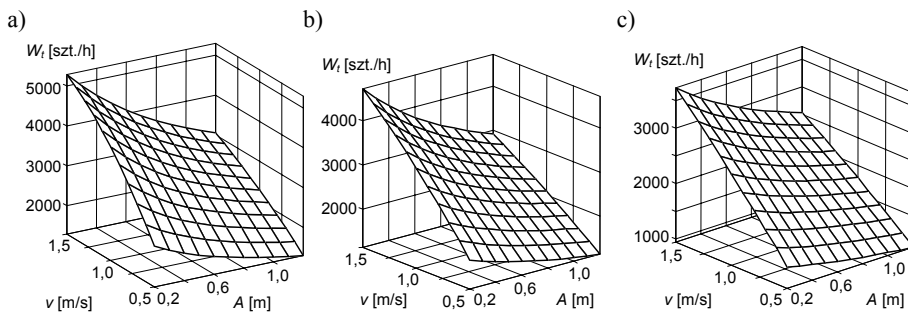
Roboczy kąt ustawienia układu krążków skrotnych manipulatora α także decyduje o wymaganej długości przestrzeni, w której następuje zgarnięcie ładunku do ześlizgu. Wpływ tego kąta na proces sortowania (zakładając, iż nowy kierunek transportowania ładunku osiągany jest po pokonaniu szerokości przenośnika $s = 0,7$ m) przedstawiono na rysunku 3.33c. Im kąt ustawienia krążków α jest mniejszy, tym większa wymagana długość strefy b realizującej transfer ładunku do ześlizgu.

Związek między współczynnikami tarcia ładunku w strefach kontaktu a i b a osiąganą odległością x_o przedstawiono na rysunku 3.33d. Współczynnik tarcia μ_b (strefy b) ma większy wpływ na przebieg sortowania niż współczynnik tarcia μ_a (strefy a). Im większa jest wartość współczynnika tarcia μ_b , tym mniejsza uzyskiwana przez ładunek odległość x_o . Przeciwnie oddziałuje współczynnik tarcia μ_a – im mniejsza wartość tego współczynnika, tym sprawniejsze przemieszczanie ładunku do ześlizgu.

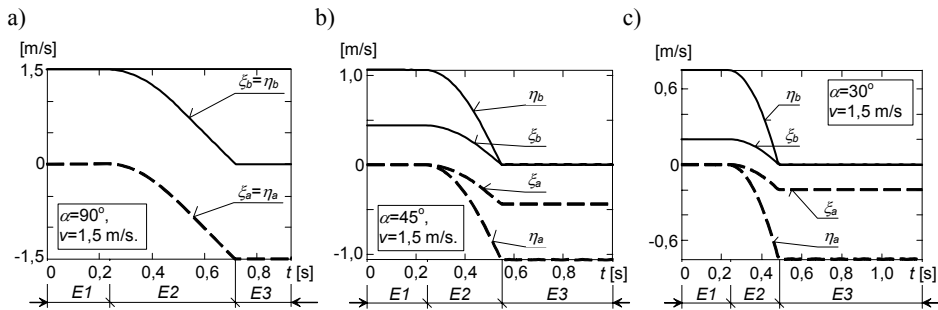
Na rysunku 3.34 określono zależności występujące pomiędzy prędkością unoszenia ładunków, ich długością a wydajnością procesu sortowania. Podczas analiz przyjęto, iż ładunek znajduje się w równoległym ułożeniu względem osi przenośnika ($\phi = 0^\circ$), kąt roboczy krążków manipulatora wynosi $\alpha = 90^\circ$ (rys. 3.34a), $\alpha = 45^\circ$ (rys. 3.34b) oraz $\alpha = 30^\circ$ (rys. 3.34c), a do zgarnięcia ładunku do ześlizgu wymagane jest pokonanie przez niego szerokości przenośnika wynoszącej $s = 0,7$ m. Zastosowanie prędkości unoszenia ładunków $v = 1,5$ m/s oraz długości ładunków $A = 0,7$ m pozwala uzyskać przy roboczym kącie ustawienia układu krążków manipulatora $\alpha = 90^\circ$ wydajność techniczną sortowania ok. $W_t = 3870$ szt./h (rys. 3.34a).

Zmniejszenie kąta ustawienia krążków do wartości $\alpha = 45^\circ$ (rys. 3.34b) powoduje nieznaczne obniżenie wydajności sortowania (w porównaniu z wykresem rys. 3.34a – szczególnie w przypadku obiektów dłuższych). Gdy roboczy kąt krążków wynosi $\alpha = 30^\circ$, spadek wydajności sortowania przebiega podobnie: bardziej znacząco w przypadku ładunków krótkich i mniej – w przypadku ładunków dłuższych. Oznacza to, iż zmiana kąta α w zakresie $\alpha \in \langle 30; 90 \rangle^\circ$ nie ma radykalnego wpływu na czas zgarnięcia ładunku do ześlizgu, pomimo iż ładunek zgarniany układem krążków o kącie roboczym $\alpha = 45^\circ$ i $\alpha = 30^\circ$ pokonuje znacznie dłuższą całkowitą drogę do ześlizgu niż ładunek, gdy $\alpha = 90^\circ$. Uzyskany efekt jest skutkiem warunków panujących podczas sortowania ładunków – znaczna część czasu przemieszczania ładunku do ześlizgu odbywa się w stanie ruchu nieustalonego (etap $E2$ – rys. 3.35). Ładunek zgarniany układem krąż-

ków o kącie $\alpha = 45^\circ$ i $\alpha = 30^\circ$ krócej znajduje się w stanie ruchu nieustalonego (etap $E2$ – rys. 3.35b, c) niż w przypadku, gdy $\alpha = 90^\circ$ (rys. 3.35a). Przedstawiona na rysunku 3.35b, c (układ krążków o kątach $\alpha = 45^\circ$ i $\alpha = 30^\circ$) składowa prędkości poślizgu w kierunku osi y_o (η_b) jest ponadto znacznie większa od składowej prędkości w kierunku osi x_o (ξ_b). W takich samych proporcjach składowa siły tarcia w kierunku osi y_o (F_{η_b} , rys. 3.31) jest większa od składowej siły tarcia w kierunku osi x_o (F_{ξ_b}), powodując tym samym większą wartość przyspieszenia ruchu ładunku w kierunku ześlizgu. Jeśli kąt roboczy układu krążków manipulatora wynosi $\alpha = 90^\circ$, składowe prędkości poślizgu ładunku w kierunku osi x_o i y_o są takie same ($\xi_b = \eta_b$, rys. 3.35a), sprawiając, iż składowe siły tarcia ładunku (tym samym i przyspieszenia) w kierunku osi x_o i y_o także mają jednakowe wartości.



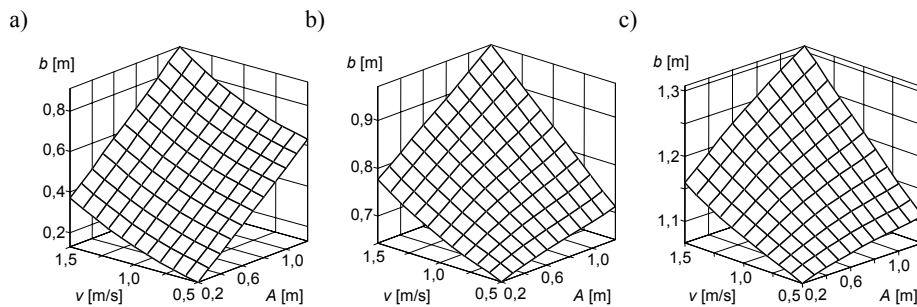
Rys. 3.34. Wpływ prędkości transportowania potoku v oraz długości ładunku A na wydajność procesu sortowania: a) dla $\alpha = 90^\circ$, b) dla $\alpha = 45^\circ$, c) dla $\alpha = 30^\circ$; $\mu_a = \mu_b = 0,6$, $B = 0,2$ m, $b \rightarrow \infty$



Rys. 3.35. Wykresy składowych prędkości poślizgu ładunku ($A \times B = 0,7$ m \times $0,2$ m) dla kąta roboczego układu krążków skrętnych: a) $\alpha = 90^\circ$, b) $\alpha = 45^\circ$, c) dla $\alpha = 30^\circ$; etapy ruchu ładunku: $E1$ – ruch ustalony I (poślizg ładunku w strefie b i brak poślizgu w strefie a), $E2$ – ruch nieustalony (poślizg ładunku w strefach b i a), $E3$ – ruch ustalony II (brak poślizgu ładunku w strefie b)

W trakcie dobierania wymaganej przestrzeni oddziaływania manipulatora dąży się do przyjęcia możliwie jak najmniejszej długości strefy b , podyktowane minimalizowaniem kosztów budowy systemu sortującego ładunki. Dobieranie coraz mniejszych długości strefy b (i jednocześnie poszerzanie wpływu strefy c) powinno trwać do chwili, w której manipulator (podczas przemieszczania ładunków do ześlizgu) jest w stanie spowodować skuteczny zanik poślizgu ładunku względem układu krążków (tj. uzyskać $v_{ob} = 0$).

Wykres minimalnej długości strefy b manipulatora (wyznaczony na podstawie optymalizacji numerycznej w funkcji prędkości unoszenia przenośnika v i długości ładunków A) przedstawiono na rysunku 3.36. Zastosowanie kąta ustawienia krążków $\alpha = 90^\circ$ (rys. 3.36a) powoduje spodziewane skrócenie wymaganej długości strefy roboczej manipulatora b – w stosunku do manipulatora, w którym kąt $\alpha = 45^\circ$ (rys. 3.36b) oraz $\alpha = 30^\circ$ (rys. 3.36c). Szczególnie duża różnica w doborze tej długości (na niekorzyść kąta ustawienia rolek $\alpha = 45^\circ$ i $\alpha = 30^\circ$) występuje w przypadku zastosowania małej prędkości unoszenia przenośnika v i ładunków o niewielkiej długości A .



Rys. 3.36. Minimalna długość strefy roboczej manipulatora b w funkcji prędkości unoszenia v i długości ładunków A : a) dla $\alpha = 90^\circ$, b) dla $\alpha = 45^\circ$, c) dla $\alpha = 30^\circ$; $\phi = 0^\circ$, $\mu_a = \mu_b = \mu_c = 0,6$

3.4.4. Podsumowanie

Wybrane parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne manipulatora:

- maksymalna wydajność sortowania dla przyjętych danych: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,2 \text{ m}$, $\mu_a = \mu_b = \mu_c = 0,6$, $s = 0,7 \text{ m}$ wynosi:
 - w przypadku kąta ustawienia krążków skrętnych manipulatora $\alpha = 30^\circ$:
 - $W_t = 1100 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 6 \text{ m/s}^2$, $t_l = 3,26 \text{ s}$, $v = 0,5 \text{ m/s}$, $b = 1,09 \text{ m}$,
 - $W_t = 3000 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 6 \text{ m/s}^2$, $t_l = 1,20 \text{ s}$, $v = 1,5 \text{ m/s}$, $b = 1,24 \text{ m}$,
 - w przypadku kąta ustawienia krążków skrętnych manipulatora $\alpha = 90^\circ$:
 - $W_t = 1640 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N \cong 6 \text{ m/s}^2$, $t_l = 2,19 \text{ s}$, $v = 0,5 \text{ m/s}$, $b = 0,38 \text{ m}$,
 - $W_t = 3870 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N \cong 6 \text{ m/s}^2$, $t_l = 0,93 \text{ s}$, $v = 1,5 \text{ m/s}$, $b = 0,63 \text{ m}$;
- w manipulatorze z krążkami skrętnymi oddziaływanie dynamiczne wywierane na ładunek realizowane jest wyłącznie poprzez siły sprężenia ciernego występującego pomiędzy ładunkiem a powierzchnią nośną utworzoną przez elementy wykonawcze manipulatora; $a_N = \mu_b g$, gdzie: g – przyspieszenie ziemskie; przyjmując $\mu_b = 0,6$, stąd $a_N \cong 6 \text{ m/s}^2$;
- wzrost kąta roboczego układu krążków manipulatora w zakresie $\alpha \in (30; 90)^\circ$ powoduje:
 - skrócenie wymaganej długości strefy b pracy manipulatora,
 - zwiększenie uzyskiwanej wydajności procesu sortowania; zwiększenie to jest bardziej znaczące w przypadku ładunków krótkich oraz mniej znaczące – w przypadku ładunków długich;
- ze względu na skuteczność przebiegu procesu sortowania należy przyjmować możliwie jak największe wartości współczynnika tarcia powierzchni czynnych krążków skrętnych urządzenia sortującego i jak najmniejsze – powierzchni nośnej przenośni-

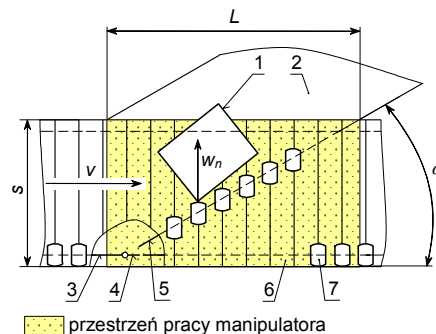
ka głównego; przebieg procesu sortowania jest zdecydowanie bardziej podatny na zmiany właściwości ciernych krążków manipulatora niż powierzchni nośnej przenośnika głównego;

- zmniejszenie długości przestrzeni roboczej manipulatora (strefy tarcia b) można uzyskać dzieląc proces sortowania na dwa etapy: wstępny i ostateczny; manipulator sortowania wstępnego powinien być zainstalowany na początku potoku ładunków jednostkowych przed manipulatorami realizującymi ostateczny proces sortowania; sortowanie wstępne pozwoli na przysunięcie ładunku do krawędzi przenośnika, względem której przewidywane jest jego odprowadzenie do nowej linii dalszego transportowania.

3.5. Manipulator z zabierakami

3.5.1. Warunki pracy manipulatora

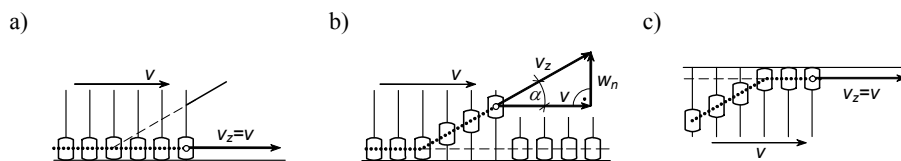
Manipulator potokowy z zabierakami zbudowany jest na bazie przenośnika członowego płytowego (rys. 3.37) [8, 25, 102, 126, 156]. Rolę elementu wykonawczego pełnią zabieraki (7), które podczas realizacji cyklu roboczego tworzą równię pochyłą (wyznaczoną przez wierzchołki zabieraków), przemieszczającą się na przenośniku w kierunku ześlizgu (2).



Rys. 3.37. Manipulator potokowy z zabierakami: 1 – ładunek, 2 – ześlizg, 3 – prowadnica wzdłużna, 4 – zwrotnica, 5 – prowadnica ukośna, 6 – przenośnik członowy płytowy, 7 – zabierak, v – prędkość unoszenia, w_n – względna prędkość uderzenia, L – długość przestrzeni roboczej, s – szerokość przenośnika głównego, α – kąt ustawienia linii zabieraków

Zabieraki mają możliwość wykonywania ruchu o jednym (rys. 3.38a) lub dwóch stopniach swobody (rys. 3.38b) – dzięki prowadzeniu zabieraków w prowadnicach (wzdłużnej (3) lub ukośnej (5), zabudowanych poniżej powierzchni nośnej przenośnika) i ich ustaleniu względem członów przenośnika (6) za pośrednictwem łożysk liniowych. Ruchy te kontrolowane są poprzez system sterowania wyposażony w czytnik rozpoznający obecność ładunku w strefie zgarniania i układ logiczny przełączający, wprowadzający zwrotnicę (4) w jedno z dwóch położeń: neutralne lub robocze. W przypadku gdy ładunek nie jest kierowany do ześlizgu, zabieraki mają jeden stopień swobody (rys. 3.38a). Prowadzone są one zwrotnicą (4) na prowadnicę wzdłużną (3), gdzie przemieszczają się z prędkością bezwzględną równą prędkości unoszenia przenośnika: $v_z = v$. Gdy ładunek znajduje się w sąsiedztwie ześlizgu docelowego (2), zwrotnica (4) zajmuje położenie

robocze kierując zabieraki w liczbie odpowiadającej rozmiarom ładunku na prowadnicę ukośną (5), nadając zabierakom dwa stopnie swobody: ruch wzdłuż przenośnika i w kierunku poprzecznym. Zabieraki poruszają się wtedy (rys. 3.38b) z prędkością bezwzględną v_z – wypadkową dwóch ruchów: unoszenia v i względnego w_n . Po wykonaniu zadania zgarnięcia ładunku, zabieraki osiągną przeciwną krawędź przenośnika, gdzie są kierowane na prowadnicę wzdłużną, uzyskując ponownie ruch o jednym stopniu swobody (rys. 3.38c). Po dotarciu do punktu przenośnika, gdzie wprowadzane są nowe nieposortowane ładunki, zabieraki porządkowane są układem zwrotnic, tak aby znajdowały się naprzeciw przydzielonych im ładunków w odpowiedniej liczbie i po odpowiedniej stronie.



Rys. 3.38. Stany ruchu zabieraków: a) i c) stan neutralny, b) stan roboczy; v – prędkość unoszenia, w_n – prędkość względna zabieraka, v_z – prędkość bezwzględna zabieraka

W przestrzeni roboczej manipulatora (rys. 3.37) może znajdować się jednocześnie kilka obiektów. Długość tej przestrzeni określa wyrażenie:

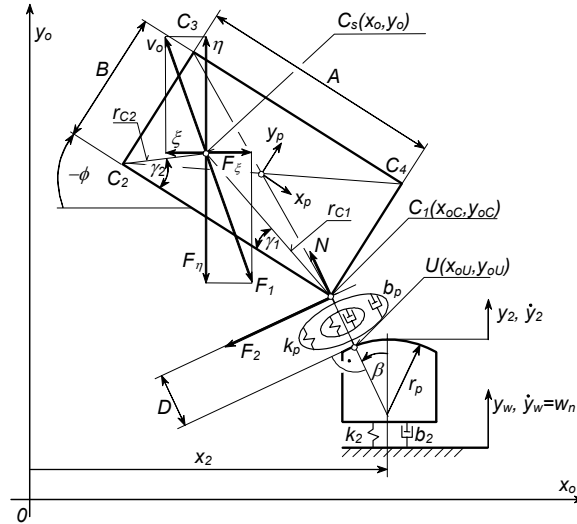
$$L = s \operatorname{ctg} \alpha \quad (3.95)$$

Bazując na doświadczeniach zdobytych podczas badań przebiegu procesu sortowania realizowanego za pomocą aktywnej zastawy obrotowej [88, 97], stwierdzono, że istotne znaczenie dla przebiegu procesu sortowania manipulatorem potokowym z zabierakami powinny mieć dwa etapy: uderzenie ukośne ładunku o zabierak i ruch ładunków wzdłuż grupy zabieraków (opisane w dalszej części pracy).

3.5.2. Model ruchu ładunku

3.5.2.1. Uderzenie ukośne ładunku o zabierak

Prezentowany model procesu zderzenia ładunku z manipulatorem dotyczy przypadku uderzenia narożem ładunku w pojedynczy zabierak (rys. 3.39). Przypadek ten uwzględnia możliwie jak najbardziej intensywny przebieg procesu.



Rys. 3.39. Model fizyczny uderzenia ukośnego

Ładunek traktowany jest jako ciało odkształcalne (opisane zmodyfikowanym nieliniowym modelem Kelvina (4.16)), a zabierak jako ciało sztywne z liniowym podparciem sprężysto-tłumiącym o możliwości wykonywania ruchu wzdłuż członu przenośnika. Ruch płaski ładunku względem powierzchni nośnej przenośnika w prostokątnym układzie współrzędnych Ox_0y_0 można opisać układem równań:

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_0 = -N \sin \beta - F_2 \cos \beta + F_\xi \\ m_p \ddot{y}_0 = N \cos \beta - F_2 \sin \beta - F_\eta \\ I_p \ddot{\phi} = -r_{Cj} [u_j N \cos(\gamma_j + u_j(\phi - \beta)) + F_2 \sin(\gamma_j + u_j(\phi - \beta))] - T \\ m_2 \ddot{y}_2 = -N \cos \beta + k_2(y_w - y_2) + b_2(\dot{y}_w - \dot{y}_2) \end{cases} \quad (3.96)$$

gdzie:

- m_p, m_2 – masa ładunku i zabieraka ($m_p \gg m_2$),
- k_p, b_p, k_2, b_2 – współczynniki sztywności i tłumienia ładunku oraz podparcia zabieraka,
- y_2 – rzędna położenia zabieraka,
- y_w – przemieszczenie nadawane zabierakowi przez układ napędowy.

Pozostałe oznaczenia zgodne są z opisami przedstawionym w punktach 3.2.2 i 3.3.2. Uaktualnienia wymagają poniższe wielkości:

- ξ, η – składowe prędkości poślizgu ładunku względem przenośnika:

$$\xi = -\dot{x}_0, \quad \eta = \dot{y}_0 \quad (3.97)$$

- $P_{\xi ext}, P_{\eta ext}$ – składowe siły zewnętrznej wywieranej na obiekt przez zabierak:

$$P_{\xi ext} = N(\sin \beta + \mu_2 \cos \beta \operatorname{sgn}(w_{xy})) \quad (3.98)$$

$$P_{\eta ext} = N(\cos \beta - \mu_2 \sin \beta \operatorname{sgn}(w_{xy})) \quad (3.99)$$

P_{2ext} – siła styczna do powierzchni zabieraka wynikająca ze sprzężenia cieniowego pomiędzy obiektem a powierzchnią nośną przenośnika:

$$P_{2ext} = F_{\xi} \cos \beta - F_{\eta} \sin \beta \quad (3.100)$$

T_{ext} – moment sił zewnętrznych wywieranych na obiekt:

$$T_{ext} = -r_{C_j} N [u_j \cos(\gamma_j + u_j(\phi - \beta)) + \mu_2 \operatorname{sgn}(w_{sj}) \sin(\gamma_j + u_j(\phi - \beta))] \quad (3.101)$$

w_{sj} – prędkość poślizgu naroża ładunku C_j ($j = 1, 2, 3, 4$) względem zabieraka:

$$w_{sj} = \dot{x}_o \cos \beta + \dot{y}_o \sin \beta + u_j r_{C_j} \dot{\phi} \sin(\gamma_j + u_j(\phi - \beta)) \quad (3.102)$$

D – odkształcenie ładunku stanowiące najkrótszą odległość pomiędzy narożem ładunku (punkt C_j) a zabierakiem (punkt U):

$$D = \frac{y_{oU} - y_{oC}}{\cos \beta} \quad (3.103)$$

β – kąt pochylenia siły nacisku N względem osi symetrii zabieraka:

$$\beta = \operatorname{arc} \sin \left(\frac{x_2 - x_{oC}}{r_p} \right) \quad (3.104)$$

x_2 – odcięta położenia zabieraka,

x_{oC}, y_{oC} – współrzędne naroża ładunku C_j ($j = 1, 2, 3, 4$) znajdującego się w kontakcie z zabierakiem – wg równań (3.60) i (3.61),

y_{oU} – rzędna punktu U znajdującego się na powierzchni zabieraka w najbliższej odległości od naroża ładunku:

$$y_{oU} = y_2 - r_p (1 - \cos \beta) \quad (3.105)$$

r_p – promień zaokrąglenia zabieraka – wg [126].

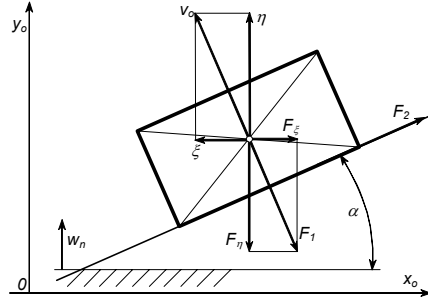
Podczas rozwiązywania układu równań (3.96) konieczne jest określenie parametrów początkowych, do których należy m.in. prędkość zderzenia ładunku z zabierakami:

$$w_n = v \operatorname{tg} \alpha \quad (3.106)$$

Proces zderzenia (rys. 3.39) trwa do chwili równoległego ułożenia ładunku wzdłuż linii utworzonej przez grupę zabieraków, po czym realizowany jest ruch ładunku wzdłuż zabieraków (opis w następnym podrozdziale). W przypadku pojawienia się znacznych prędkości odskoku ładunku od zabieraka może dojść pomiędzy nimi do utraty kontaktu, po którym następuje efekt swobodnego dryfowania obiektu na przenośniku, następnie ponowne uderzenie i ostateczne ułożenie ładunku bokiem wzdłuż grupy zabieraków.

3.5.2.2. Ruch ładunku wzdłuż grupy zabieraków

Podczas analiz ruchu ładunku przylegającego bokiem do grupy zabieraków przemieszczających się wzdłuż segmentów przenośnika (rys. 3.40) przyjęto nieodkształcalność ładunku, zabieraków i podparć zabieraków.



Rys. 3.40. Schemat sił działających na ładunek ułożony wzdłuż grupy zabieraków

Ładunek ma możliwość wykonywania ruchu o jednym stopniu swobody (wzdłuż linii prostej utworzonej przez grupę zabieraków), zdefiniowanego równaniem:

$$m_p \ddot{x}_o = (F_2 - F_\eta \sin \alpha + F_\xi \cos \alpha) \cos \alpha \quad (3.107)$$

Pojawienie się tego ruchu uwarunkowane jest zachwianiem równowagi sił tarcia występujących pomiędzy ładunkiem, powierzchnią przenośnika a powierzchnią zabieraków.

Konsekwencją założenia braku podatności układu oraz wymuszonego ruchu grupy zabieraków jest pojawienie się pomiędzy ładunkiem a powierzchnią przenośnika tylko tarcia kinetycznego (w wyrażeniach (3.23) i (3.24) określających składowe F_ξ i $F_\eta - v_o > 0$).

Siła tarcia F_2 pomiędzy ładunkiem a grupą zabieraków może przyjmować formę tarcia statycznego lub kinetycznego (wg zależności (3.26)). Do jej wyznaczenia niezbędne jest określenie siły nacisku obiektu na zabieraki:

$$N = F_\eta \cos \alpha + F_\xi \sin \alpha \quad (3.108)$$

oraz siły zewnętrznej powodującej zsuwanie obiektu:

$$P_{2ext} = F_\eta \sin \alpha - F_\xi \cos \alpha \quad (3.109)$$

Ponadto:

w_x – prędkość poślizgu ładunku względem grupy zabieraków:

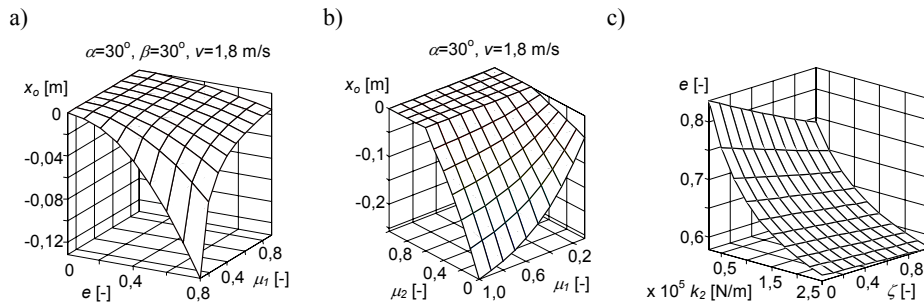
$$w_x = \frac{\dot{x}_o}{\cos \alpha} \quad (3.110)$$

ξ, η – składowe prędkości poślizgu ładunku względem powierzchni nośnej przenośnika:

$$\xi = -\dot{x}_o, \quad \eta = w_n + \dot{x}_o \operatorname{tg} \alpha \quad (3.111)$$

3.5.3. Symulacja numeryczna

Na rysunku 3.41 przedstawiono wyniki badań utworzonego modelu, prowadzone pod kątem oceny potencjalnych zagrożeń wynikających z trudności spełnienia warunku niezawodnego dotarcia ładunku do odpowiedniego ześlizgu. Warunek ten może być naruszony podczas występowania zjawiska udaru (rys. 3.39) w wyniku odskoku ładunków od zabieraków (w kierunku prędkości unoszenia v , lecz o przeciwnym zwrocie) oraz podczas zsuwania się ładunku z zabieraków w trakcie przylegania bokiem do zabieraków (rys. 3.40).



Rys. 3.41. Przesunięcie ładunku: a) w wyniku odskoku po uderzeniu w zabierak, b) w wyniku zsuwania się obiektu wzdłuż zabieraków, c) współczynnik restytucji ładunku; dane: $b_p = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Nskg}^{-0,4} \text{ m}^{-3}$ i $k_p = 1,72 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-4}$ (na podstawie wyników badań dla ładunku I przedstawionych w punkcie 4.2.4), $m_p = 15 \text{ kg}$, $m_2 = 0,1 \text{ kg}$

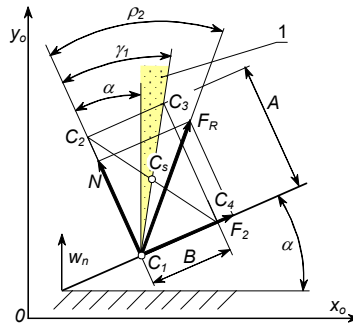
Przesunięcie ładunku w niepożądanym kierunku (w wyniku odskoku od zabieraka) jest najbardziej znaczące, gdy zabierak uderza w ładunek tak, że normalna uderzenia tworzy z osią zabieraka jak największy kąt β (w analizowanym przypadku $\beta_{\max} = 30^\circ$) i gdy środek ciężkości ładunku znajduje się na normalnej uderzenia. Odskok może dochodzić nawet do ponad 0,12 m (rys. 3.41a). Jednym z czynników mających wpływ na wartość odskoku jest współczynnik restytucji ładunku, który w dużej mierze zależy od sztywności i nieznacznie od tłumienia podparcia zabieraka (w przebadanym zakresie, $\zeta = 1$ – tłumienie krytyczne, rys. 3.41c).

Efekt zsuwania ładunków z zabieraków jest tym większy, im opory tarcia ładunku względem powierzchni nośnej przenośnika są większe (μ_1) i im mniejsze względem powierzchni zabieraków (μ_2 , rys. 3.41b). Odwrócenie tych zależności powoduje skutek przeciwny. Jednakże mniejsze wartości współczynnika tarcia μ_1 z jednej strony zmniejszają zagrożenie wystąpienia ruchu ładunku wzdłuż zabieraków, a z drugiej – sprzyjają występowaniu efektu odskoku ładunku (rys. 3.41a). Podobne dwuznaczne oddziaływanie na przebieg procesu sortowania ma współczynnik tarcia pomiędzy ładunkiem a zabierakami μ_2 . Duża wartość tego współczynnika stabilizuje przyleganie ładunku do zabieraków, ale zbyt duża wartość – przy niesprzyjającym położeniu środka ciężkości ładunku – może spowodować destabilizację – obrót ładunku skutkujący znacznym jego przemieszczeniem względem zabieraków (rys. 3.42). Obrót ładunku może nastąpić wtedy, gdy kierunek siły reakcji F_R pomiędzy ładunkiem a zabierakami przebiegać będzie poniżej środka ciężkości ładunku C_s (rys. 3.42). Trwałe przyleganie ładunku do zabieraków zapewnione jest wtedy, gdy kierunek siły reakcji F_R zawarty będzie w oznaczonym odnośnikiem 1 obszarze (rys. 3.42). Warunek ten można opisać także poprzez nierówność:

$$\gamma_j \geq \rho_2 \geq \alpha \quad (3.112)$$

gdzie:

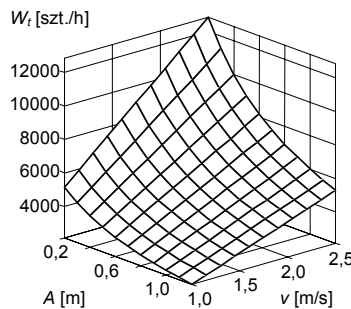
- $\rho_2 = \arctg \mu_2$ – kąt tarcia ładunku względem grupy zabieraków,
- γ_j – kąt położenia środka ciężkości ładunku C_s , $j = 1, 2, 3, 4$.



Rys. 3.42. Warunki poprawnego zgarniania ładunku: 1 – przestrzeń pochylenia siły reakcji F_R niepowodującej zsuwania i obracania się ładunku

Z analizy zależności (3.112) wynika, iż zagrożenie naruszenia stanu spoczynku ładunku względem zabieraków nie zależy od współczynnika tarcia pomiędzy ładunkiem a powierzchnią nośną przenośnika μ_l . Jednakże, w przypadku zachwiania tego spoczynku, im mniejsza wartość współczynnika tarcia μ_l , tym mniejsze przemieszczenie ładunku względem zabieraków (rys. 3.41b).

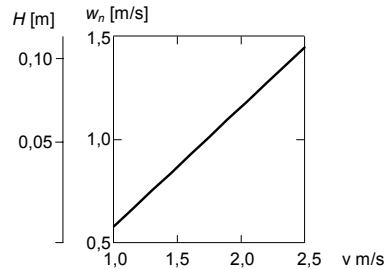
Na rysunku 3.43 przedstawiono wykres wydajności sortowania w funkcji prędkości unoszenia przenośnika i długości ładunku opracowany według równania (2.1).



Rys. 3.43. Wydajność sortowania w funkcji prędkości unoszenia przenośnika i długości ładunku

Założony w obliczeniach kąt ustawienia linii zabieraków wynosi $\alpha = 30^\circ$, a odległość pomiędzy ładunkami – $\Delta = 0,5$ m. Przyjęta odległość Δ wyraża konieczność utworzenia dłuższej linii zabieraków w odniesieniu do długości zgarnianego ładunku, wynikającą z zagrożenia odskokiem lub zsuwania obiektu z zabieraków (rys. 3.41a,b). Maksymalna wydajność sortowania krótkich obiektów wynosi ok. 12000 szt./h (rys. 3.43).

Występujące podczas sortowania oddziaływanie dynamiczne spowodowane zderzeniem ładunku z zabierakami wyrażone jest na rysunku 3.44 poprzez względną prędkość uderzenia oraz odpowiadającą jej wysokość swobodnego spadku. Przeciążenie dynamiczne wywarne na obiekt przy prędkości unoszenia przenośnika $v = 2,5$ m/s i kącie ustawienia linii zabieraków $\alpha = 30^\circ$ odpowiada upadkowi tego obiektu z wysokości ok. 0,1 m na nieodkształcalne podłoże.



Rys. 3.44. Prędkość i wysokość swobodnego spadku w funkcji prędkości unoszenia przenośnika; przyjęto $\alpha = 30^\circ$

Kąt α ustawienia linii zabieraków decyduje o prędkości ruchu zabieraków w kierunku poprzecznym do osi przenośnika w_n (3.106) oraz o długości przestrzeni roboczej manipulatora L (3.95). W celu minimalizowania oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane obiekty należy dążyć do osiągnięcia przez zabieraki jak najmniejszej prędkości w_n , m.in. przez przyjęcie możliwie jak najmniejszej wartości kąta α . Z drugiej strony, im wartość kąta α jest mniejsza, tym dłuższa przestrzeń robocza manipulatora L , większa odległość między sąsiednimi ześlizgami i mniejsza liczba linii odbiorczych przypadających na jednostkę długości przenośnika głównego. Rozsądnym kompromisem w określeniu kąta ustawienia linii zabieraków jest przyjęcie $\alpha \in \langle 20; 30 \rangle^\circ$ – biorąc pod uwagę nadrzędność bezpieczeństwa rozdzielanych ładunków nad wszelkimi innymi wymaganiami stawianymi przed procesem sortowania. Jednakowy udział kąta α w uzyskiwanej wartości prędkości zabieraków w_n i długości strefy L występuje, gdy kąt $\alpha = 45^\circ$.

3.5.4. Podsumowanie

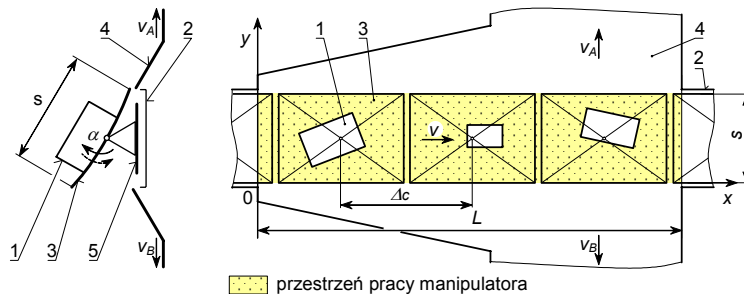
Wybrane parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne manipulatora:

- maksymalna wydajność sortowania dla przyjętych danych: $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\alpha = 30^\circ$, $\Delta = 0,5 \text{ m}$ wynosi:
 - $W_t = 3000 \text{ szt./h}$, gdy: $w_N = 0,6 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,02 \text{ m}$), $t_t = 1,2 \text{ s}$, $j_y = 0,6 \text{ m/s}$, $v = 1,0 \text{ m/s}$,
 - $W_t = 7500 \text{ szt./h}$, gdy: $w_N = 1,4 \text{ m/s}$ ($H \cong 0,1 \text{ m}$), $t_t = 0,48 \text{ s}$, $j_y = 1,4 \text{ m/s}$, $v = 2,5 \text{ m/s}$;
- współczynnik tarcia obiektu względem powierzchni nośnej przenośnika powinien mieć możliwie jak najmniejszą wartość ze względu na dążenie do minimalizowania oddziaływań dynamicznych wywieranych na sortowane obiekty oraz przeciwdziałanie zsuwania obiektów z zabieraków;
- zastosowanie zabieraków o dużych właściwościach ciernych wspomaga przeciwdziałanie zsuwania obiektów z zabieraków;
- przeciwdziałanie obrotowi ładunku względem linii zabieraków wymaga spełnienia warunku (3.112) – relacji pomiędzy kątami: tarcia ładunku o zabieraki i pochylenia linii zabieraków a położeniem środka ciężkości obiektu;
- kąt ustawienia linii zabieraków powinien przybierać wartość z zakresu $\alpha \in \langle 20; 30 \rangle^\circ$ – ze względu na minimalizowanie prędkości zderzenia obiektu z zabierakami oraz długości przestrzeni roboczej manipulatora.

3.6. Manipulator z tackami uchylnymi

3.6.1. Warunki pracy manipulatora

Manipulator potokowy z tackami uchylnymi zbudowany jest na bazie przenośnika członowego [25, 134, 138, 153, 154]. Rolę elementów wykonawczych pełnią segmenty przenośnika wyposażone w uchylnie tacki (rys. 3.45), na powierzchniach których spoczywają transportowane ładunki potoku głównego. Podczas realizacji procesu sortowania tacki wykonują ruch roboczy – obrót z położenia poziomego do ukośnego, które powoduje grawitacyjne zsuwanie ładunku do ześlizgu (nowej linii transportowej). Sortowanie może odbywać się na jedną lub dwie strony przenośnika głównego.



Rys. 3.45. Przykład manipulatora tackowego uchylnego: 1 – ładunek jednostkowy, 2 – tor przenośnika głównego, 3 – element wykonawczy manipulatora (uchylna tacka), 4 – ześlizg (nowy kierunek dalszego transportowania), 5 – segment przenośnika członowego, s – szerokość przenośnika (szerokość tacki), Δc – odległość pomiędzy środkami geometrycznymi tacki (odległość pomiędzy czołami ładunków), v – prędkość unoszenia przenośnika, v_A , v_B – prędkości liniowe ładunków opuszczających przenośnik główny, L – długość przestrzeni roboczej manipulatora, w której realizowany jest transfer ładunku do ześlizgu

Wszystkie tacki prowadzone są w ruchu okrężnym w torze przenośnika głównego. Ruch ten zwykle generowany jest indukcyjnymi silnikami liniowymi rozmieszczonymi wzdłuż toru przenośnika.

Tacka w ruch roboczy wprawiana jest mechanizmem wychylania, w który wyposażony jest każdy człon przenośnika. Obecnie spotykane są dwa podstawowe rozwiązania techniczne tych mechanizmów, które polegają na:

- wykorzystaniu mechanicznego układu kopiującego geometrię kanału prowadzącego (zabudowanego w torze przenośnika głównego [154]); kanały prowadzące instalowane są w bezpośrednim sąsiedztwie ześlizgów, do których odprowadzane są sortowane ładunki; układ kopiujący pobiera dane wejściowe za pośrednictwem wodzika; wodzik ten (podczas ruchu okrężnego tacki w torze przenośnika głównego) kierowany jest do kanału prowadzącego za pomocą zwrotnicy sterowanej logicznym układem przełączającym – reagującym na obecność ładunku w przestrzeni ześlizgu docelowego; profile kanałów prowadzących wraz z mechanizmem kopiującym tacki są tak zaprojektowane, by zapewnić bezpieczne i niezawodne odprowadzanie sortowanych ładunków w całym zakresie prędkości unoszenia v przenośnika głównego,

- zastosowaniu w poszczególnych tackach autonomicznych silników elektrycznych zasilanych i sterowanych bezprzewodowo [155]; zasilanie bezprzewodowe polega na wykorzystaniu zjawiska indukcji elektromagnetycznej: energia elektryczna dostarczana jest do układu napędowego tacki przez szczelinę powietrzną, która występuje pomiędzy transformatorem zamontowanym w członie z tacką a przewodem linii zasilającej, zainstalowanym w torze przonośnika głównego; wymiana informacji pomiędzy układem napędowym tacki a systemem sterowania linii automatycznego sortowania realizowana jest drogą komunikacji bezprzewodowej w podczerwieni; ruch roboczy każdej tacki aktywowany jest indywidualnie; charakterystyka tego ruchu nie jest zależna od prędkości przonośnika głównego v – w przeciwieństwie do rozwiązania wykorzystującego mechaniczny układ kopiujący.

Wychylenie powierzchni nośnej tacki z położenia neutralnego odbywa się podczas wykonywania ruchu postępowego segmentu przonośnika. Złożenie tych dwóch ruchów sprawia, że przestrzeń robocza manipulatora L (rys. 3.45) w której następuje odprowadzenie sortowanego ładunku do ześlizgu docelowego obejmuje swym zasięgiem wielokrotność długości kilku tacek. Z tego powodu w przestrzeni roboczej manipulatora tackowego zwykle znajduje się jednocześnie kilka obiektów (rys. 3.45).

Dążenie do uzyskania większej wydajności sortowania (osiąganej przez wzrost prędkości unoszenia v – na podstawie (2.1)) oraz jednocześnie większej liczby kierunków odbioru rozdzielonych ładunków przypadających na jednostkę długości przonośnika głównego (poprzez skracanie długości przestrzeni roboczej L) wymusza potrzebę minimalizacji czasu wyładunku obiektu ($t_1 + t_2$). Określenie minimalnych wartości tego czasu w powiązaniu z parametrami eksploatacyjnymi procesu sortowania uzyskuje się za pomocą optymalizacji numerycznej. Ważnym elementem tej optymalizacji jest model teoretyczny etapu ruchu ładunku powodowanego grawitacyjnym osuwaniem z powierzchni tacki w kierunku ześlizgu, który występuje podczas obrotu i po osiągnięciu pełnego wychylenia tacki.

3.6.2. Model ruchu ładunku

Ładunki transportowane na krzywiznach toru przonośnika głównego (rys. 1.1b) poddawane są oddziaływaniu siły odśrodkowej mogącej powodować niezamierzone zsuwanie i spadanie obiektów z tacek. Z tego powodu powierzchnie nośne tacek projektowane są zazwyczaj jako powierzchnie wklęsłe – w kształcie wycinka okręgu lub linii łamanej w przekroju poprzecznym do osi przonośnika głównego.

W opisie ruchu obiektu względem powierzchni tacki (w kształcie wycinka okręgu o promieniu R) przyjęte są cztery układy odniesienia (rys. 3.46, rys. 3.47):

- prostokątny Oy_oz_o – związany z ramą manipulatora, zastosowany do wyznaczenia odkształceń ładunku,
- prostokątny Oy_pz_p – związany z ładunkiem, zastosowany do wyznaczenia położenia środka ciężkości obiektu względem jego środka geometrycznego,
- prostokątny Oyz – związany z tacką, zastosowany do wyznaczenia przemieszczenia obiektu względem tacki,
- biegunowy z promieniem wodzącym r i kątem biegunowym α_p – zastosowany podczas wyprowadzania równań ruchu ładunku.

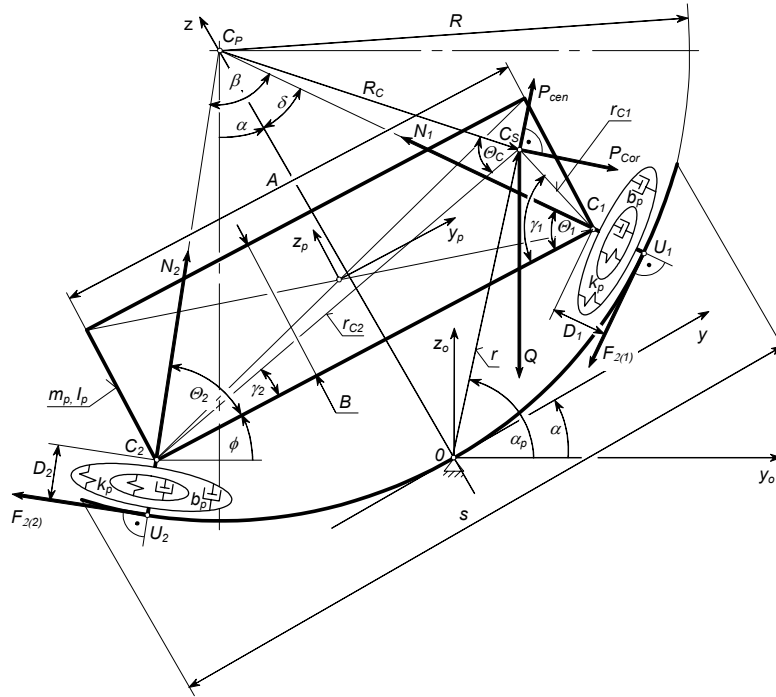
Istotne znaczenie w przebiegu procesu sortowania mają dwa następujące po sobie etapy ruchu obiektu wynikające z warunków jego kontaktu z tacką:

- ruch obiektu ocierającego się dwoma narożami o powierzchnię wewnętrzną tacki,
- ruch obiektu przemieszczającego się jednym narożem po powierzchni wewnętrznej tacki i bokiem po jej krawędzi.

Wyładunek obiektów z tacki odbywa się podczas jej roboczego ruchu obrotowego. Ruch ten realizowany jest zgodnie z charakterystyką, której przebieg optymalizowany jest za pomocą krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia (ang. B-spline).

3.6.2.1. Ruch obiektu ocierającego się dwoma narożami o powierzchnię wewnętrzną tacki

Podczas analiz ładunek traktowany jest jako ciało odkształcalne, a tacka – jako ciało sztywne. Rozpatrywany jest ruch płaski obiektu w płaszczyźnie prostopadłej do osi przenośnika głównego (rys. 3.46).



Rys. 3.46. Schemat sił działających na obiekt podczas ruchu po powierzchni nośnej tacki

Równania równowagi sił i momentów działających na obiekt (wg rys. 3.46):

$$\begin{cases} m_p \ddot{r} = P_{cen} - Q \sin \alpha_p + N_1 \sin(\alpha_p - \alpha - \delta) - F_{2(1)} \cos(\alpha_p - \alpha - \delta) + \\ \quad + N_2 \cos(\phi + \theta_2 - \alpha_p) - F_{2(2)} \sin(\phi + \theta_2 - \alpha_p) \\ m_p r \ddot{\alpha}_p = -P_{cor} - Q \cos \alpha_p + N_1 \cos(\alpha_p - \alpha - \delta) + F_{2(1)} \sin(\alpha_p - \alpha - \delta) + \\ \quad + N_2 \sin(\phi + \theta_2 - \alpha_p) + F_{2(2)} \cos s(\phi + \theta_2 - \alpha_p) \\ I_p \ddot{\phi} = -r_{C1} N_1 \sin(\gamma_1 - \theta_1) - r_{C1} F_{2(1)} \cos(\gamma_1 - \theta_1) - r_{C2} N_2 \sin(\theta_2 - \gamma_2) + \\ \quad - r_{C2} F_{2(2)} \cos(\theta_2 - \gamma_2) \end{cases} \quad (3.113)$$

Normalna siła reakcji N_j występująca pomiędzy obiektem a tacką w punktach C_j ($j = 1, 2$) opisana jest za pomocą zmodyfikowanego modelu Kelvina – według zależności (4.16). Model ten został opracowany przede wszystkim na potrzeby opisu interakcji dynamicznych i odkształceń powstających pomiędzy obiektem a członem roboczym manipulatora o udarowym charakterze pracy. Proponowany model może być także zastosowany do opisu łagodniejszych od udaru przebiegu sił reakcji, które występują m.in. pomiędzy obiektem a tacką. Użycie tego modelu (w stosunku do wykorzystania modelu kontaktu ciał nieodkształcalnych) jest ułatwieniem w definiowaniu ruchu ocierających się ciał – w szczególności w przypadku jednoczesnego kontaktu wielopunktowego [35].

Pozostałe wielkości w układzie równań (3.113):

P_{cen}, P_{Cor} – siła odśrodkowa i Coriolisa (zgodnie z opisem przedstawionym w punkcie 3.2.2, dotyczącym modelu manipulatora z aktywną zastawą obrotową),

$Q = m_p g$ – siła ciężkości,

m_p – masa ładunku,

g – przyspieszenie ziemskie,

$r_{C1}, r_{C2}, \gamma_1, \gamma_2$ – promienie łączące punkty C_j ($j = 1, 2$) ze środkiem ciężkości obiektu C_s oraz kąty pochylenia tych promieni (zgodnie z opisem przedstawionym w punkcie 3.2.2),

ϕ – położenie katowe obiektu:

$$\phi = 0,5\pi + \alpha - \theta_2 - \beta + \delta \quad (3.114)$$

α – kąt pochylenia tacki,

$\beta, \delta, \theta_1, \theta_2$ – kąty określające położenie obiektu względem środka krzywizny tacki C_P :

$$\beta \cong 2 \arcsin \left(\frac{A}{2R} \right) \quad (3.115)$$

$$\delta = \arcsin \left(\frac{y_{oC1} - y_{oCP}}{z_{oCP} - z_{oC1}} \right) - \alpha \quad (3.116)$$

$$\theta_1 = \pi - (\beta + \theta_2) \quad (3.117)$$

$$\theta_2 = \arcsin \frac{(R - D_1) \sin \beta}{A^*} \quad (3.118)$$

y_{oCP}, z_{oCP} – współrzędne środka krzywizny tacki C_P w układzie Oy_oz_o :

$$y_{oCP} = -R \sin \alpha, \quad z_{oCP} = R \cos \alpha \quad (3.119)$$

y_{oC1}, z_{oC1} – współrzędne naroża obiektu C_1 :

$$y_{oC1} = r \cos \alpha_p + r_{G1} \cos(\gamma_1 - \phi), \quad z_{oC1} = r \sin \alpha_p - r_{G1} \sin(\gamma_1 - \phi) \quad (3.120)$$

A^* – odległość pomiędzy narożami $C_j, j = 1, 2$:

$$A^* = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos \beta} \quad (3.121)$$

R_j – promień łączący środek krzywizny tacki C_P z narożem obiektu $C_j, j = 1, 2$:

$$R_j = R - D_j \quad (3.122)$$

- D_j – odkształcenie ładunku w punkcie kontaktu z tacką (wymagane do obliczenia siły reakcji N_j) stanowiące najkrótszą odległość pomiędzy tacką a na narożem obiektu; odległość ta jest wyznaczona przez odcinek łączący dwa punkty: C_j należący do obiektu i U_j – należący do powierzchni tacki ($j = 1, 2$):

$$D_1 = \begin{cases} z_{oU1} - z_{oC1} & \text{gdy } \alpha + \delta = 0 \\ \frac{y_{oC1} - y_{oU1}}{\sin(\alpha + \delta)} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.123)$$

$$D_2 = \begin{cases} z_{oU2} - z_{oC2} & \text{gdy } \phi + \theta_2 = 0,5\pi \\ \frac{y_{oU2} - y_{oC2}}{\cos(\phi + \theta_2)} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.124)$$

- y_{oU1}, z_{oU1} – współrzędne punktu U_1 :

$$y_{oU1} = y_{oCP} + R \sin(\alpha + \delta), \quad z_{oU1} = z_{oCP} - R \cos(\alpha + \delta) \quad (3.125)$$

- y_{oC2}, z_{oC2} – współrzędne punktu C_2 :

$$y_{oC2} = r \cos \alpha_p - r_{C2} \cos(\gamma_2 + \phi), \quad z_{oC2} = r \sin \alpha_p - r_{C2} \sin(\gamma_2 + \phi) \quad (3.126)$$

- y_{oU2}, z_{oU2} – współrzędne punktu U_2 :

$$y_{oU2} = y_{oCP} - R \sin(\beta - (\alpha + \delta)), \quad z_{oU2} = z_{oCP} - R \cos(\beta - (\alpha + \delta)) \quad (3.127)$$

- $F_{2(j)}$ – siła tarcia występująca pomiędzy tacką a narożami obiektu, $j = 1, 2$:

$$F_{2(j)} = \begin{cases} \mu_2 N_j \text{sign}(\dot{\delta}) & \text{gdy } |w| > v_{\min} \\ \left\{ \begin{array}{l} P_{\text{ext}(j)} \\ \mu_2 N_j \text{sign}(P_{\text{ext}(j)}) \end{array} \right\} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.128)$$

- μ_2 – współczynnik tarcia obiektu względem tacki,
 w – prędkość poślizgu obiektu względem tacki,

$$w = R \dot{\delta} \quad (3.129)$$

- $P_{\text{ext}(j)}$ – siła zewnętrzna równoważąca siłę tarcia statycznego przyłożoną w punkcie kontaktu $j = 1, 2$:

$$P_{\text{ext}(1)} = \frac{R_C (P_{\text{cen}} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2) - Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C))}{R} - P_{\text{ext}(2)} \quad (3.130)$$

$$P_{\text{ext}(2)} = \frac{\frac{I_p \ddot{\phi}}{r_{C1}} + N_1 \sin(\gamma_1 - \theta_1) + \frac{r_{C2}}{r_{C1}} N_2 \sin(\theta_2 - \gamma_2)}{\cos(\gamma_1 - \theta_1) - \frac{r_{C2}}{r_{C1}} \cos(\theta_2 - \gamma_2)} + \frac{R_C (Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C) + P_{\text{cen}} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2))}{R} \cos(\gamma_1 - \theta_1) - \frac{\cos(\gamma_1 - \theta_1) - \frac{r_{C2}}{r_{C1}} \cos(\theta_2 - \gamma_2)}{R} \quad (3.131)$$

R_C – promień łączący środek krzywizny tacki ze środkiem ciężkości obiektu:

$$R_C = \sqrt{R_2^2 + r_{C2}^2 - 2R_2r_{C2} \cos(\theta_2 - \gamma_2)} \quad (3.132)$$

θ_C – kąt zawarty pomiędzy promieniami R_C i r_{C2} :

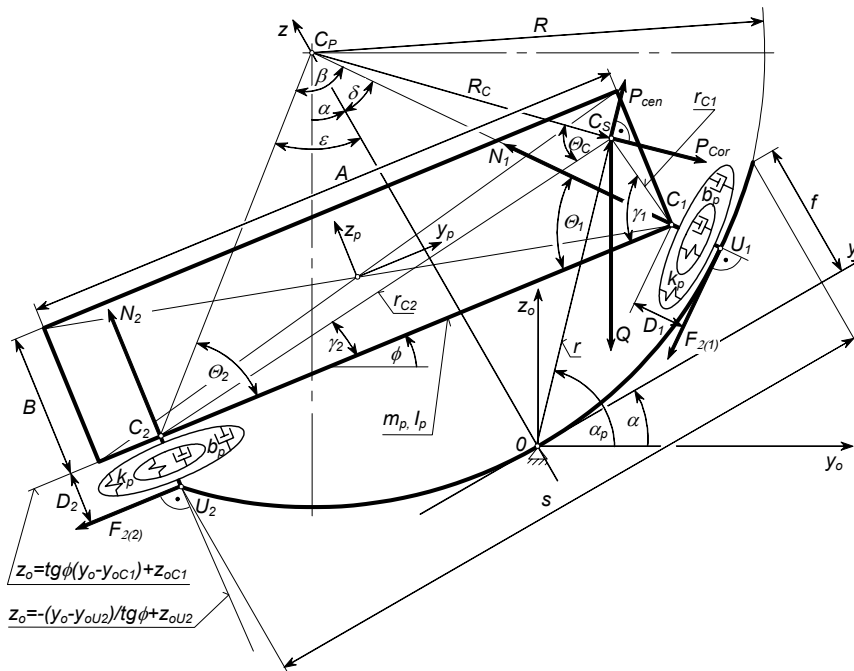
$$\theta_C = \arcsin\left(\frac{R_2 \sin(\theta_2 - \gamma_2)}{R_C}\right) \quad (3.133)$$

Siła reakcji $P_{ext(f)}$ wyznaczona jest na podstawie równania (3.113)₃ i równania stanowiącego sumę momentów względem środka krzywizny tacki C_P (przy uwzględnieniu $\dot{\delta} = 0$):

$$\sum M_{C_P} = -R((F_{2(1)} + F_{2(2)}) - R_C(Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C) - P_{cen} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2))) = 0 \quad (3.134)$$

3.6.2.2. Ruch obiektu przemieszczającego się jednym narożem po powierzchni wewnętrznej tacki i bokiem po jej krawędzi

Jeśli $y_{c1} - A \cos(\alpha - \phi) < -0,5s$ i $y_{c3} > -0,5s$ (w układzie współrzędnych Oxy), to realizowany jest ruch obiektu częściowo znajdującego się poza powierzchnią tacki – tacka jest w kontakcie z narożem i bokiem obiektu (rys. 3.47).



Rys. 3.47. Schemat sił działających na obiekt częściowo znajdujący się poza powierzchnią tacki

Równania równowagi sił i momentów wywieranych na obiekt przybierają postać (wg rys. 3.47):

$$\begin{cases} m_p \ddot{r} = P_{cen} - Q \sin \alpha_p + N_1 \sin(\alpha_p - \alpha - \delta) - F_{2(1)} \cos(\alpha_p - \alpha - \delta) + \\ \quad + N_2 \sin(\alpha_p - \phi) - F_{2(2)} \cos(\alpha_p - \phi) \\ m_p r \ddot{\alpha}_p = -P_{Cor} - Q \cos \alpha_p + N_1 \cos(\alpha_p - \alpha - \delta) + F_{2(1)} \sin(\alpha_p - \alpha - \delta) + \\ \quad + N_2 \cos(\alpha_p - \phi) + F_{2(2)} \sin(\alpha_p - \phi) \\ I_p \ddot{\phi} = -r_{C1} N_1 \sin(\gamma_1 - \theta_1) - r_{C1} F_{2(1)} \cos(\gamma_1 - \theta_1) - r_{C2} N_2 \cos(\gamma_2) - r_{C2} F_{2(2)} \sin(\gamma_2) \end{cases} \quad (3.135)$$

Ze względu na inną konfigurację kontaktu obiektu z tacką (w stosunku do etapu przedstawionego na rys. 3.46) niektóre wielkości występujące w układzie równań (3.135) wymagają ponownego opracowania.

W celu wyznaczenia kąta θ_2 (wg równania (3.118)) konieczna jest znajomość odległości A^* (wg równania (3.121)). Odległość ta obliczana jest m.in. na podstawie długości promienia R_2 . W przypadku zaistnienia kontaktu pomiędzy obiektem a tacką w punkcie C_2 (wg rys. 3.47) długość tego promienia określa równanie:

$$R_2 \cong \sqrt{R^2 + D_2^2 - 2RD_2 \cos(\phi + \beta - \alpha - \delta)} \quad (3.136)$$

Kąt β wyznaczony jest przez równanie:

$$\beta = \delta + \varepsilon \quad (3.137)$$

w którym opis kąta δ zgodny jest z równaniem (3.116) oraz

$$\varepsilon \cong \arcsin\left(\frac{s}{2R}\right) \quad (3.138)$$

Kąt ε jest traktowany jako wielkość stała – ze względu na fakt, iż $R \gg D_2$.

Odkształcenie obiektu w punkcie C_2 (stanowiące najkrótszą odległość pomiędzy punktami C_2 i U_2) określa wyrażenie:

$$D_2 = \begin{cases} z_{oU_2} - z_{oC_2} & \text{gdy } \phi = 0 \\ \frac{y_{oC_2} - y_{oU_2}}{\sin \phi} & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (3.139)$$

gdzie:

y_{oU_2}, z_{oU_2} – współrzędne punktu U_2 :

$$y_{oU_2} = -0,5s \cos \alpha - f \sin \alpha, \quad z_{oU_2} = -0,5s \sin \alpha + f \cos \alpha \quad (3.140)$$

f – zagłębienie wklęsłości tacki (rys. 3.47):

$$f = R(1 - \cos \varepsilon) \quad (3.141)$$

Punkt C_2 wyznaczony jest przez punkt przecięcia dwóch prostych:

- prostej prostopadłej do podstawy obiektu, przechodzącej przez punkt końca tacki U_2 :

$$z_o = -(y_o - y_{oU_2}) / \operatorname{tg} \phi + z_{oU_2} \quad (3.142)$$

- prostej równoległej do podstawy obiektu, przechodzącej przez punkt C_I (współrzędne C_I wg (3.120)):

$$z_o = tg\phi(y_o - y_{oC1}) + z_{oC1} \quad (3.143)$$

Siła zewnętrzna $P_{ext(j)}$ ($j = 1, 2$) występująca w wyrażeniu (3.128) jest równa:

$$P_{ext(1)} = \frac{R_C(P_{cen} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2) - Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C))}{R} - N_2 \cos \theta_2 - P_{ext(2)} \sin \theta_2 \quad (3.144)$$

$$P_{ext(2)} = \frac{\frac{I_p \ddot{\phi}}{r_{C1}} + N_1 \sin(\gamma_1 - \theta_1) + N_2 \left(\frac{r_{C2}}{r_{C1}} \cos \gamma_2 - \cos \theta_2 \right)}{\sin \theta_2 - \frac{r_{C2}}{r_{C1}} \sin \gamma_2} + \frac{R_C \left(Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C) + P_{cen} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2) \right) \cos(\gamma_1 - \theta_1)}{\sin \theta_2 - \frac{r_{C2}}{r_{C1}} \sin \gamma_2} \quad (3.145)$$

Siła reakcji $P_{ext(j)}$ wyznaczona jest na podstawie równania (3.135)₃ i równania stanowiącego sumę momentów względem środka krzywizny tacki C_P (przy uwzględnieniu $\delta = 0$):

$$\sum M_{CP} = -R(F_{2(1)} + F_{2(2)} \sin \theta_2 + N_2 \cos \theta_2) + R_C(Q \sin(\phi + \gamma_2 - \theta_C) - P_{cen} \sin(\alpha_p + \theta_C - \phi - \gamma_2)) = 0 \quad (3.146)$$

3.6.3. Charakterystyka ruchu tacki

Charakterystykę ruchu tacki opracowano na podstawie optymalizacji kształtu krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia [56], aproksymującej przebieg prędkości kątowej tacki (rys. 3.48). Wykres prędkości kątowej uwzględnia tylko etap wychylenia tacki z położenia poziomego, który podczas sortowania odpowiedzialny jest za sprawne ładowanie ładunku do odpowiedniego ześlizgu. Etap powrotu tacki do pozycji wyjściowej jest pominięty, ponieważ jego wpływ na osiąganą wydajność i niezawodność procesu sortowania jest drugorzędny. Etap ruchu powrotnego tacki nie podlega tak ścisłym reżimom czasowym jak etap ruchu roboczego. Powrót tacki do położenia wyjściowego może przebiegać znacznie wolniej niż etap ruchu roboczego – trwać aż do chwili dotarcia tacki do stanowiska, na którym następuje wprowadzanie nowych ładunków na przenośnik główny.

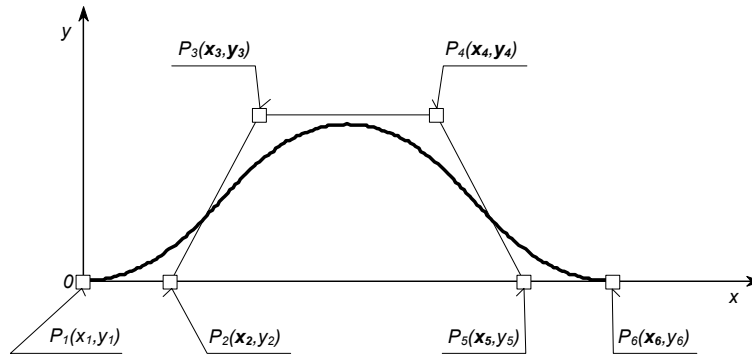
Kąt wychylenia tacki określany jest drogą całkowania prędkości wyznaczonej podczas optymalizacji, a przyspieszenie kątowe – różniczkowania tej prędkości.

W opisie przebiegu prędkości kątowej tacki przyjęto sześć punktów kontrolnych. Siędem współrzędnych tych punktów pełni rolę zmiennych decyzyjnych zadania optymalizacji (wyróżnionych pogrubieniem czcionki – rys. 3.48), a pozostałe mają wartości zerowe:

$$x_I = y_I = y_2 = y_5 = y_6 = 0 \quad (3.147)$$

Przyjęte wartości współrzędnych pozwalają na utrzymanie stycznego początkowego i końcowego przebiegu prędkości do osi odciętych x (rys. 3.48), prowadząc do uzyskania w chwili inicjacji i zatrzymania ruchu tacki zerowych wartości przyspieszeń.

Prędkość kątowna taczki jest wielkością pierwotną w stosunku do drogi i przyspieszenia. Ten sposób postępowania jest kompromisem pomiędzy dążeniem do przyjęcia możliwie jak najmniejszej liczby zmiennych decyzyjnych a wyznaczeniem niesymetrycznego sinusoidalnego przebiegu przyspieszenia.



Rys. 3.48. Krzywa B-sklejana trzeciego stopnia i jej punkty kontrolne

Funkcją celu optymalizacji przebiegu prędkości kątowej ruchu taczki jest minimalizacja czasu ruchu roboczego taczki:

$$\min Q(X) = t_l \quad (3.148)$$

gdzie:

$X = [x_2, x_3, y_3, x_4, y_4, x_5, x_6]$ – wektor zmiennych decyzyjnych,
 $t_l = x_6 = X(7)$ – czas ruchu roboczego taczki.

Przyjęte ograniczenia dotyczą:

- kształtu krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia

$$X(1) - X(2) \leq 0 \quad (3.149)$$

$$X(2) - X(4) \leq 0 \quad (3.150)$$

$$X(4) - X(6) \leq 0 \quad (3.151)$$

$$X(6) - X(7) \leq 0 \quad (3.152)$$

$$-X(1) \leq 0 \quad (3.153)$$

$$-X(3) \leq 0 \quad (3.154)$$

$$-X(5) \leq 0 \quad (3.155)$$

$$\alpha - \alpha_k = 0 \quad (3.156)$$

- parametrów ruchu sortowanego obiektu

$$-a_N \leq 0 \quad (3.157)$$

$$\dot{y} \leq 0 \quad (3.158)$$

$$a_{cen} - a_Q \leq 0 \quad (3.159)$$

gdzie:

a_N – przyspieszenie środka ciężkości obiektu w kierunku normalnym do powierzchni tacki:

$$a_N \cong (N_1 + N_2)/m_p \quad (3.160)$$

a_Q – składowa przyspieszenia ziemskiego styczna do powierzchni tacki (rys. 3.49):

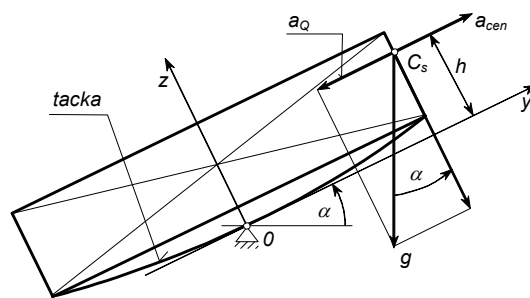
$$a_Q \cong g \sin \alpha \quad (3.161)$$

a_{cen} – składowa przyspieszenia odśrodkowego obiektu styczna do powierzchni tacki:

$$a_{cen} \cong \frac{P_{cen}}{m_p} \cos(\alpha_p - \alpha) \quad (3.162)$$

Powyższe ograniczenia wymuszają:

- uzyskanie odpowiedniego następstwa punktów kontrolnych, niedopuszczającego do kreowania krzywych o zapętłonych kształtach; ograniczenia wyznaczone są na podstawie właściwości rozpinania się krzywej na linii łamanej opisanej przez punkty kontrolne P (rys. 3.48, [30, 42, 66, 76, 144]) – warunki (3.149)–(3.152),
- wykreślanie krzywej B-sklejanej w dodatniej części układu współrzędnych – warunki (3.153)–(3.155),
- osiągnięcie maksymalnego wychylenia tacki $\alpha = \alpha_k$ – warunek (3.156),
- niedopuszczenie do utraty kontaktu obiektu z tacką („katapultowania”) podczas ruchu po powierzchni tacki – warunek (3.157),
- przeciwdziałanie ruchowi ładunku w stronę przeciwną do ześlizgu (zgodnie ze zwrotem siły odśrodkowej P_{cen}) – warunek (3.158),
- przeciwdziałanie przewracaniu się ładunku w przypadku skrajnie niekorzystnego rozłożenia gęstości w objętości obiektu – gdy środek ciężkości pokrywa się ze ścianą obiektu (wg rys. 3.49) oraz znajduje się po przeciwnej stronie względem ześlizgu docelowego ($y_0 = 0,5$ s, y_0 – położenie początkowe środka ciężkości obiektu tuż przed wyładunkiem) – warunek (3.159).



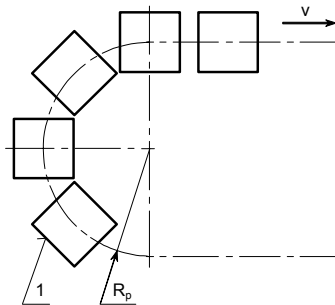
Rys. 3.49. Schemat niekorzystnego położenia środka ciężkości obiektu podczas sortowania

3.6.4. Symulacja numeryczna

3.6.4.1. Wpływ krzywizny tacki na inicjację wyładunku obiektu

Zastosowanie tacki krzywoliniowej powoduje dwa przeciwstawne efekty:

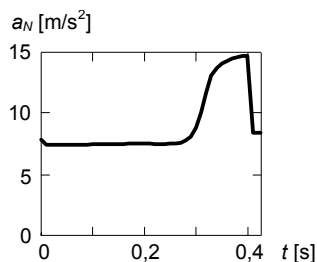
- pozytywny – chroni obiekty przed niezamierzonym spadaniem z tacek na krzywiznach toru przenośnika głównego (rys. 3.50),
- negatywny – utrudnia wyładunek obiektów, jeśli położone są one przy krawędzi tacki po stronie ześlizgu docelowego (gdy $y_0 = -0,5 s$).



Rys. 3.50. Krzywizna toru przenośnika głównego: 1 – tacka, v – prędkość unoszenia przenośnika, R_p – promień krzywizny toru ($R_p = 2$ m, wg [154])

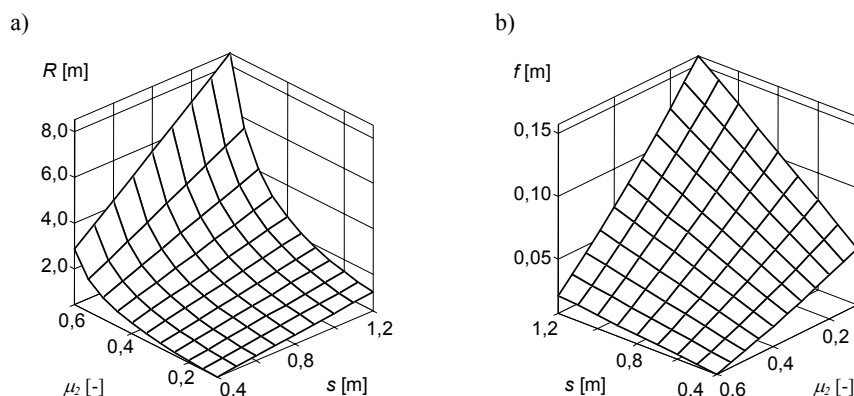
Krzywizna tacki ułatwia inicjację wyładunku, jeśli obiekt znajduje się przy krawędzi tacki po przeciwnej stronie względem ześlizgu docelowego ($y_0 = 0,5 s$). Krzywizna powoduje wzrost nachylenia powierzchni nośnej tacki. Jeśli obiekt położony jest na tace centralnie, wpływ krzywizny na inicjację wyładunku jest obojętny.

Największa trudność w zapoczątkowaniu wyładunku obiektu występuje, gdy położenie początkowe jego środka ciężkości znajduje się przy krawędzi tacki po stronie ześlizgu docelowego ($y_0 = -0,5 s$). Problem ten istnieje także pomimo odciążenia obiektu podczas inicjacji ruchu roboczego tacki, gdy porusza się ona ruchem przyspieszonym. Obiekt w tym czasie nie traci z tacką kontaktu. Tacka oddziałuje na obiekt dodatnim przyspieszeniem – według rysunku 3.51 opracowanego na podstawie charakterystyki ruchu członu roboczego manipulatora przedstawionej na rysunku 3.57 w dalszej części podrzędziału.



Rys. 3.51. Przyspieszenie nadawane obiektowi w kierunku normalnym do powierzchni tacki; obiekt przed wyładunkiem znajduje się w odległości 0,01 m od krawędzi tacki po stronie ześlizgu docelowego, $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $t_1 = 0,33$ s, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m

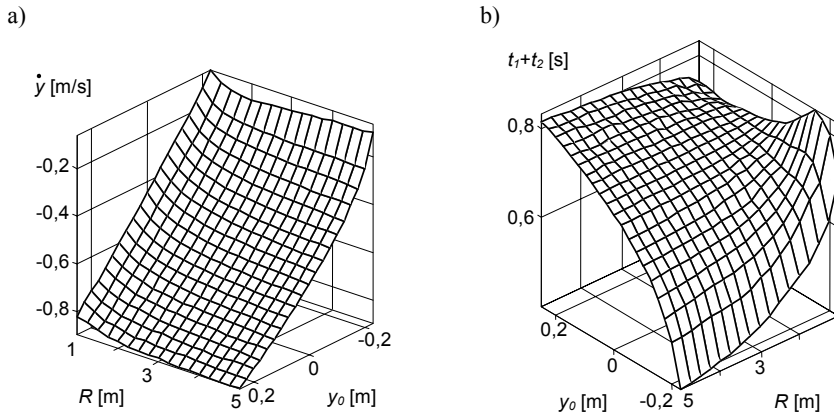
Wykres wpływu krzywizny tacki na inicjację wyładunku obiektu (wyznaczony w funkcji współczynnika tarcia μ_2 i szerokości tacki s przy założeniu, iż $\alpha_k = 35^\circ$ i $y_0 = -0,5 s$) przedstawiono na rysunku 3.52. Ruch obiektu do ześlizgu jest możliwy wtedy, gdy promień krzywizny tacki przyjmie wartość znajdującą się powyżej powierzchni prezentowanej na rysunku 3.52a. Wraz ze wzrostem właściwości ciernych obiektu i szerokości tacki promień krzywizny R powinien być coraz większy (rys. 3.52a). Adekwatnie generowana wartość zagłębienia wklęsłości tacki przedstawiona jest na rysunku 3.52b. W przypadku tacki o szerokości $s = 0,5$ m i współczynniku tarcia $\mu_2 = 0,35$ promień krzywizny powinien wynosić $R > 0,9$ m (rys. 3.52a, $f < 0,034$ m – rys. 3.52b).



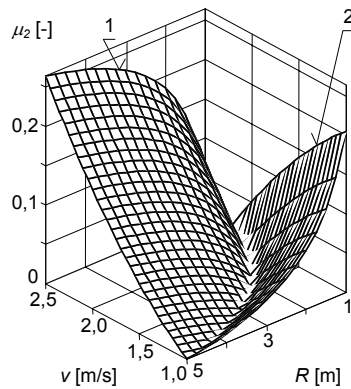
Rys. 3.52. Dopuszczalna krzywizna tacki ze względu na umożliwienie inicjacji wyładunku obiektu wyznaczona w funkcji współczynnika tarcia μ_2 i szerokości tacki s : a) promień krzywizny, b) zagłębienie wklęsłości tacki; $\alpha_k = 35^\circ$, $y_0 = -0,5 s$

Na rysunku 3.53 przedstawiono związki pomiędzy promieniem krzywizny tacki R , położeniem początkowym środka ciężkości obiektu y_0 a prędkością obiektu opuszczającego tackę \dot{y} i czasem wyładunku tacki $t_1 + t_2$ (przy założeniu, iż: $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $t_1 = 0,33$ s, $\mu_2 = 0,35$ – dane przyjęte na podstawie rys. 3.57). Ze względu na dążenie do uniknięcia znacznego wydłużenia czasu wyładunku tacki (rys. 3.53b) – spowodowanego spadkiem prędkości obiektu opuszczającego tackę (rys. 3.53a) – promień jej krzywizny powinien mieć wartość $R > 2$ m ($f < 0,015$ m).

Oczekiwane wartości właściwości ciernych tacki, zapewniające ochronę obiektu przed niezamierzonym upadkiem podczas jej ruchu na krzywiznach toru przenośnika głównego, przedstawiono na rysunku 3.54. Dane wyznaczono w funkcji prędkości unoszenia przenośnika v i promienia krzywizny tacki R (przy założeniu, że: $s = 0,5$ m, $R_p = 2$ m). Wykres składa się z dwóch części: odnośnik 1 dotyczy dominującego oddziaływania siły odśrodkowej podczas ewentualnego ruchu obiektu względem tacki, odnośnik 2 – dominującego oddziaływania siły grawitacji. Ze względu na ochronę obiektu przed upadkiem z przenośnika pod uwagę należy brać powierzchnię wykresu oznaczoną odnośnikiem 1 – obiekt nie opuści tacki, jeśli współczynnik tarcia przyjmie wartość z obszaru położonego powyżej powierzchni.

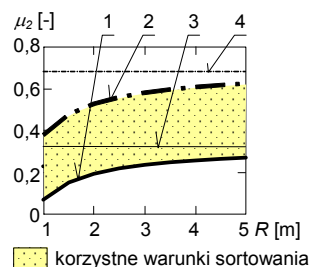


Rys. 3.53. Parametry ruchu obiektu w funkcji promienia krzywizny tacki R i położenia początkowego środka ciężkości obiektu y_0 : a) prędkość obiektu opuszczającego tackę, b) czas wyładunku obiektu; dane: $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $t_1 = 0,33$ s, $\mu_2 = 0,35$



Rys. 3.54. Wykres współczynnika tarcia odpowiedzialnego za przeciwdziałanie wystąpieniu ruchu obiektu względem tacki na krzywiznach toru przenośnika głównego w funkcji promienia tacki R i prędkości unoszenia przenośnika v ; $R_p = 2$ m, $s = 0,5$ m

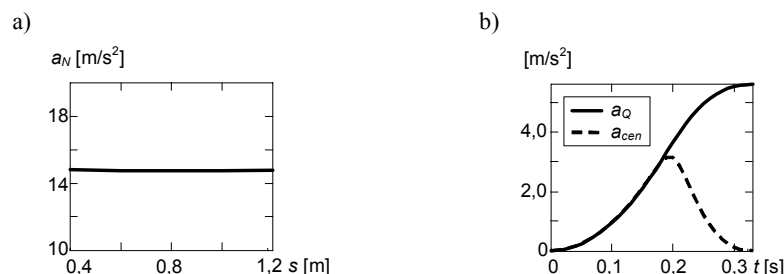
Dobór promienia krzywizny tacki powinien uwzględnić jednocześnie dane przedstawione na rysunkach 3.52, 3.53 i 3.54. Zalecenie to zostało wykorzystane podczas opracowania rysunku 3.55, zakładając: $R_p = 2$ m, $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $v = 2,5$ m/s. Wyodróżniony na rysunku obszar odnosi się do zakresu wartości parametrów umożliwiających poprawny przebieg procesu sortowania. Obszar ten od góry ograniczony jest krzywą (2) wynikającą z wymagań związanych z umożliwieniem zsuwania obiektów do ześlizgu, a od dołu krzywą (1) – z wymagań ochrony obiektów przed spadaniem z tacki na krzywiznach toru przenośnika głównego. Adekwatny obszar w przypadku tacki o powierzchni płaskiej wytyczony jest przez linie (4) i (3).



Rys. 3.55. Wpływ współczynnika tarcia oraz krzywizny tacki na wyladunek i niezamierzone spadanie obiektów: 1, 3 – krzywe odpowiadające za skuteczne przeciwdziałanie spadaniu obiektów z tacki wklęsłej (1) i płaskiej (3), 2, 4 – krzywe odpowiadające za pomyślny wyladunek tacki wklęsłej (2) i płaskiej (4); $R_p = 2$ m, $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $v = 2,5$ m/s

3.6.4.2. Optymalizacja charakterystyki ruchu roboczego tacki

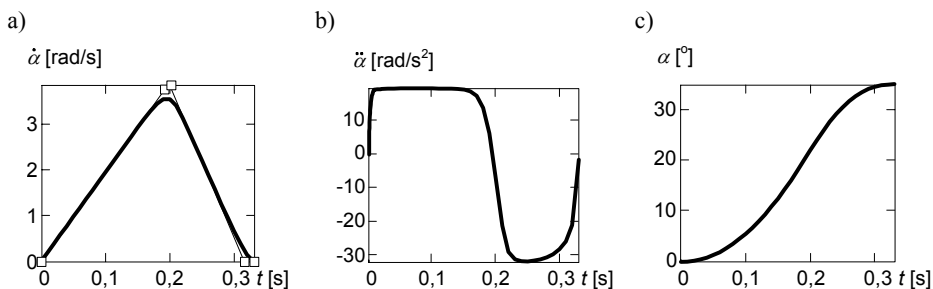
Rysunek 3.56 opracowany został na podstawie wyników optymalizacji prędkości ruchu obrotowego tacki (3.148) przeprowadzonej w funkcji szerokości tacki s uwzględniając wszystkie ograniczenia (3.149)÷(3.159) oraz przyjmując ponadto: $\alpha_k = 35^\circ$, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m, $y_0 = 0,5$ s. Spośród ograniczeń dotyczących parametrów ruchu sortowanego ładunku (3.157)÷(3.159) najbardziej rygorystyczny jest wymóg braku wywracania ładunku (3.159). Ze spełnieniem tego warunku związane jest oddziaływanie tacki na obiekt z przyspieszeniem a_N w kierunku normalnym o wartości maksymalnej nieprzekraczającej 15 m/s² (niezależnie od przyjętej szerokości tacki s (rys. 3.56a)). Przebiegi przyspieszeń a_Q i a_{cen} odpowiedzialne za ewentualny obrót ładunku przedstawione są na rysunku 3.56b (dla $s = 0,5$ m).



Rys. 3.56. Wynik optymalizacji charakterystyki ruchu tacki uwzględniającej wszystkie ograniczenia (3.149)÷(3.159): a) przyspieszenie nadawane obiektowi w kierunku normalnym do powierzchni tacki w funkcji szerokości tacki s , b) przyspieszenia a_Q i a_{cen} nadawane obiektowi w kierunku stycznym do powierzchni tacki ($s = 0,5$ m); $\alpha_k = 35^\circ$, $\mu_2 = 0,35$, $y_0 = 0,5$ s, $R = 2$ m

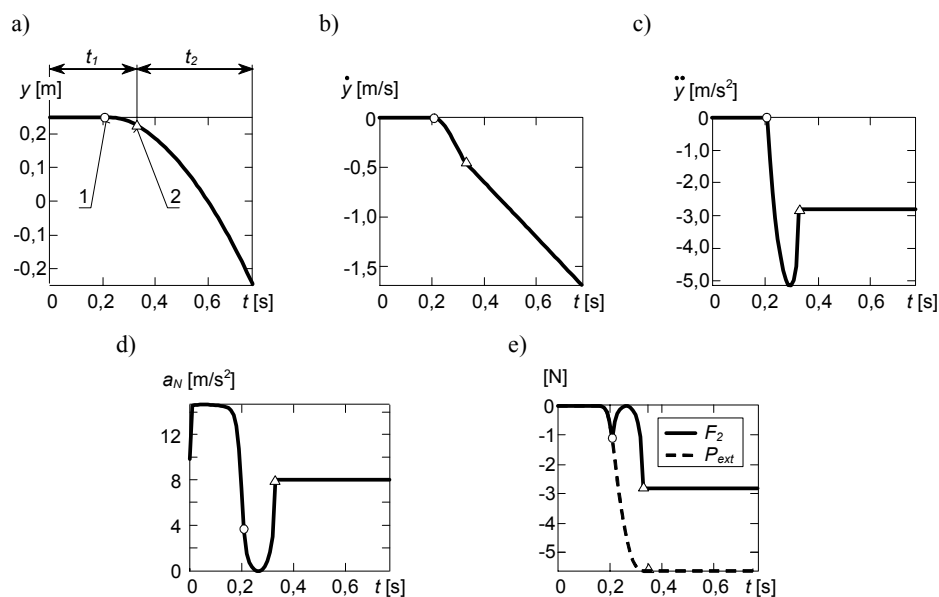
Pokrywanie się przebiegów przyspieszeń a_Q i a_{cen} oznacza stan równowagi chwiejnej obiektu. Z analizy rysunku 3.56b wynika, że obiekt w stanie równowagi chwiejnej znajduje się przez znaczną część czasu trwania ruchu roboczego tacki. W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych skłonność ładunku do wywracania powinna być mniejsza. Ładunek nim zostanie wprowadzony na tackę poddawany jest wielu czynnościom manipulacyjnym (np. pozycjonowaniu), uzyskując z dużym prawdopodobieństwem stan równowagi trwałej. Położenie początkowe obiektu w stanie równowagi chwiejnej (jak na rys. 3.49) powinno występować sporadycznie.

Przedstawioną na rysunku 3.57 charakterystykę ruchu roboczego tacki uzyskano podczas optymalizacji numerycznej uwzględniającej szerokość tacki $s = 0,5$ m, kąt maksymalnego jej wychylenia $\alpha_k = 35^\circ$, promień krzywizny tacki $R = 2$ m, współczynnik tarcia $\mu_2 = 0,35$ i położenie początkowe środka ciężkości obiektu, znajdujące się w największej odległości od ześlizgu docelowego ($y_0 = 0,5$ s). Odpowiadające tej charakterystyce parametry ruchu obiektu zsuwającego się z powierzchni tacki odwzorowano na rysunku 3.58. Odnośnikiem 1 oznaczono punkt wyznaczający początek zsuwania ładunku z tacki, a odnośnikiem 2 – chwilę, w której tacka uzyskuje maksymalne wychylenie α_k . Koniec zsuwania ładunku z tacki odpowiada chwili przekroczenia przez środek ciężkości obiektu całej szerokości tacki s (rys. 3.58a). Dążenie do minimalizacji czasu ruchu roboczego tacki i uwzględnienie niewywracania obiektu (3.159) prowadzi do wygenerowania charakterystyki, w której przyspieszenie kątowe tacki niezwłocznie osiąga maksymalną wartość (ograniczoną przez (3.159)), utrzymującą się przez możliwie jak najdłuższy czas (rys. 3.57b). Następnie tuż przed uzyskaniem maksymalnego wychylenia (rys. 3.57c) występuje hamowanie ruchu obrotowego tacki bez doprowadzania do „katapultowania” sortowanego obiektu (warunek (3.157), rys. 3.58d).



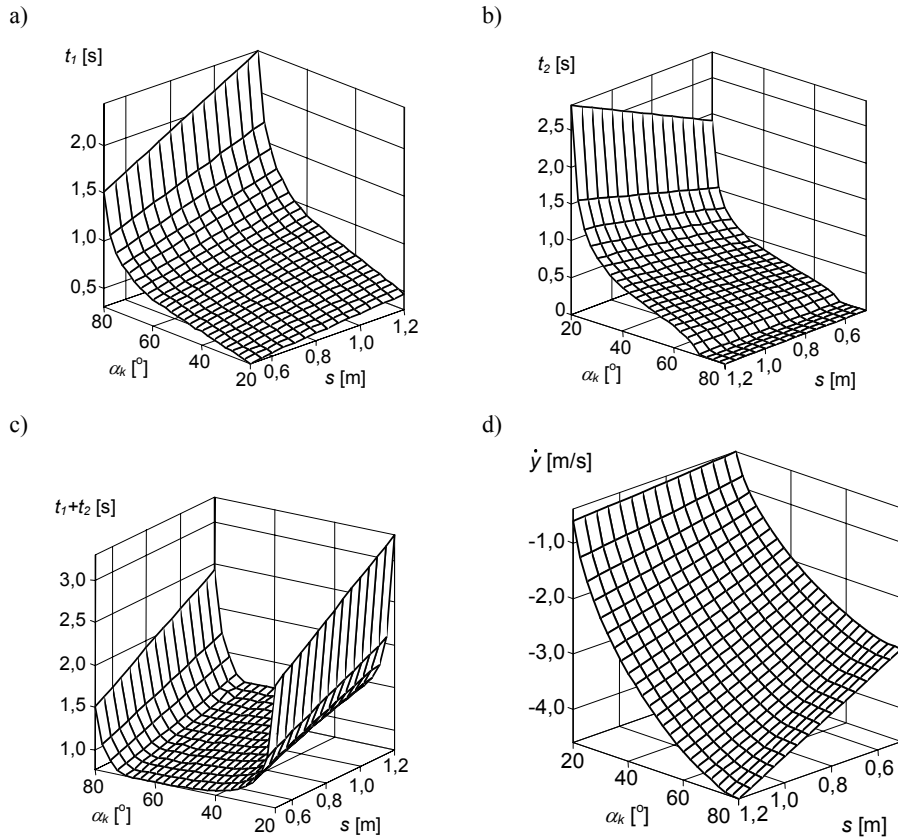
Rys. 3.57. Przebieg ruchu roboczego tacki uzyskany podczas optymalizacji uwzględniającej wszystkie ograniczenia (3.149)–(3.159): a) prędkość, b) przyspieszenie, c) przemieszczenie; $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m, $y_0 = 0,5$ s

Wykresy na rysunku 3.58 odnoszą się do realizacji ruchu postępowego obiektu, zgodnego ze zwrotem oddziaływania składowej siły grawitacji Q wzdłuż tacki (rys. 3.46, rys. 3.47). Przebieg siły zewnętrznej P_{ext} ($P_{ext} \cong P_{ext(1)} + P_{ext(2)}$) stycznej do powierzchni tacki w całości znajduje się w ujemnej części wykresu (rys. 3.58e) – zagrożenie wywrócenia lub ruchu obiektu w stronę przeciwną do ześlizgu (warunki (3.159), (3.158)) maleje wraz z czasem trwania wyładunku, tj. wraz ze wzrostem kąta wychylenia tacki.



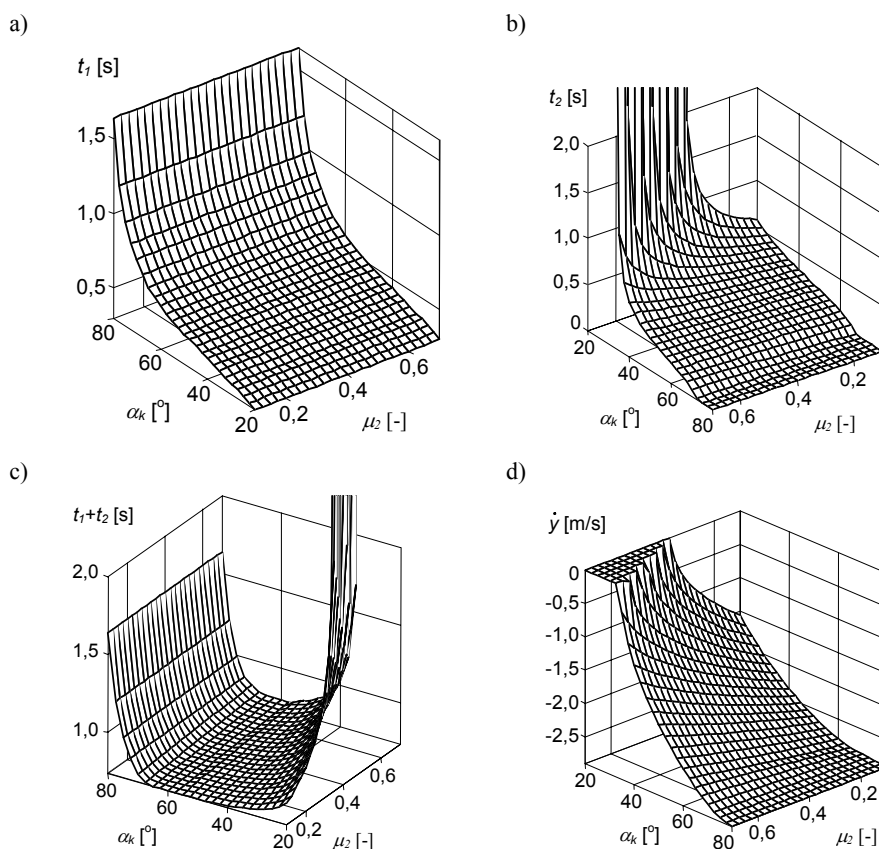
Rys. 3.58. Parametry ruchu ładunku wyznaczone na podstawie charakterystyki ruchu tacki wg rysunku 3.57: a) tor, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) przyspieszenie obiektu w kierunku normalnym do powierzchni tacki, e) siły styczne do powierzchni tacki: tarcia $F_2 \cong F_{2(1)} + F_{2(2)}$ i zewnętrzna $P_{ext} \cong P_{ext(1)} + P_{ext(2)}$; parametry początkowe ruchu ładunku: $y_0 = 0,5$ s, $\dot{y}_0 = 0$ m/s, $m_p = 1$ kg, $s = 0,5$ m, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m; 1 – początek ruchu ładunku względem tacki, 2 – osiągnięcie przez tackę maksymalnego wychylenia (w rozpatrywanym przykładzie $\alpha_k = 35^\circ$), t_1 – czas ruchu roboczego tacki, t_2 – czas zsuwania ładunku po osiągnięciu maksymalnego wychylenia tacki

Na rysunku 3.59 przedstawiono wyniki optymalizacji numerycznej ruchu tacki wyznaczone w funkcji maksymalnego kąta wychylenia tacki α_k i jej szerokości s (przyjmując: $\mu_2 = 0,35$, $y_0 = 0,5$ s, $R = 2$ m). Wraz ze wzrostem kąta α_k zwiększa się wymagany czas ruchu roboczego tacki (rys. 3.59a), prędkość obiektu opuszczającego jej powierzchnię (rys. 3.59d) oraz maleje czas zsuwania obiektu po osiągnięciu jej maksymalnego wychylenia (rys. 3.59b). Wzrost szerokości tacki powoduje spodziewane zwiększenie jej czasu ruchu roboczego, czasu zsuwania ładunku po pełnym otwarciu tacki i prędkości obiektu ją opuszczającego. Z analizy wykresu sumy czasów t_1 i t_2 (rys. 3.59c) wynika, że w celu minimalizacji czasu opróżniania tacki kąt jej maksymalnego wychylenia powinien mieścić się w przedziale $\alpha_k \in \langle 35; 70 \rangle^\circ$. Dodatkowo uwzględnienie zalecenia uzyskiwania minimalnej prędkości obiektu opuszczającego tackę wiąże się ze wskazaniem przyjęcia kąta wychylenia tacki wynoszącego $\alpha_k = 35^\circ$ (rys. 3.59d).



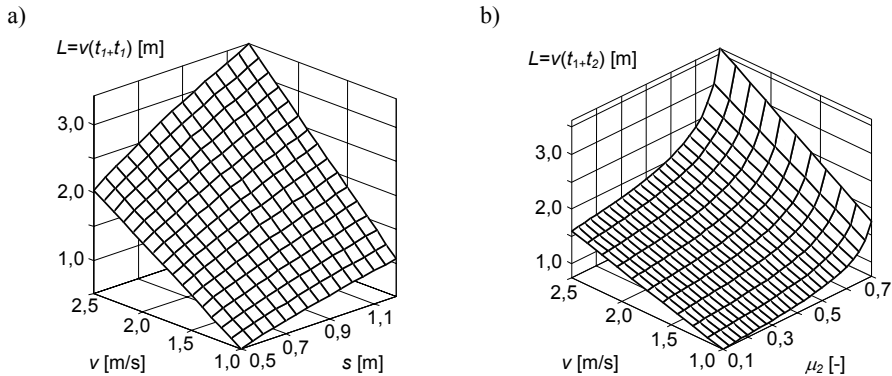
Rys. 3.59. Parametry ruchu tacki i ładunku podczas wyładunku wyznaczone w funkcji wychYLE-
 nia α_k i szerokości tacki s : a) czas ruchu roboczego tacki, b) czas ruchu obiektu po
 osiągnięciu maksymalnego wychYLE-
 nia tacki, c) całkowity czas wyładunku obiektu,
 d) prędkość zsuwania ładunku opuszczającego tackę; $\mu_2 = 0,35$

Wyniki symulacji sortowania ładunków wyznaczone w funkcji kąta wychYLE-
 nia tacki α_k i współczynnika tarcia ładunku μ_2 przedstawiono na rysunku 3.60 (zakładając
 $s = 0,6$ m). Zmiany współczynnika tarcia nie mają istotnego wpływu na czas ruchu
 roboczego tacki (rys. 3.60a) oraz na czas osuwania się ładunku w przypadku zastosowa-
 nia dużych wartości maksymalnych kątów jej wychYLE-
 nia (rys. 3.60b). Im współ-
 czynnik tarcia większy i mniejszy kąt wychYLE-
 nia tacki, tym warunki do zsuwania
 obiektu są gorsze. Objawiają się one brakiem osuwania obiektu (rys. 3.60d) lub znacz-
 nym wydłużeniem czasu opuszczenia tacki (rys. 3.60b,c).



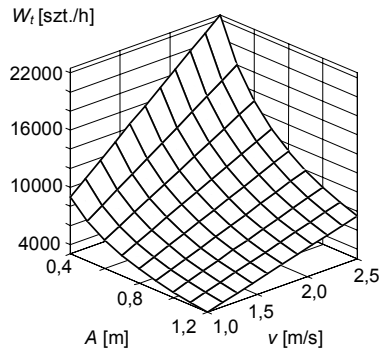
Rys. 3.60. Parametry ruchu tacki i ładunku podczas wyładunku wyznaczone w funkcji wychYLE-
 nia α_k i współczynnika tarcia μ_2 : a) czas ruchu roboczej tacki, b) czas ruchu ładunku
 po osiągnięciu maksymalnego wychYLE-
 nia tacki, c) całkowity czas wyładunku obiektu,
 d) prędkość zsuwania ładunku opuszczającego tackę; $s = 0,6$ m

Zależność długości przestrzeni roboczej L od prędkości unoszenia przenośnika głównego v i szerokości tacki s zaprezentowano na rysunku 3.61a. Wykres na rysunku 3.61b wyznaczono w funkcji prędkości v i współczynnika tarcia μ_2 przy założeniu szerokości tacki $s = 0,6$ m. Podczas opracowywania wykresów uwzględniono czas wyładunku obiektu według rysunku 3.60c, przyjmując $\alpha_k = 35^\circ$. Wpływ współczynnika tarcia na długość przestrzeni roboczej w zakresie dużych wartości μ_2 jest coraz bardziej znaczący (w przedziale $\mu_2 \in \langle 0,5; 0,7 \rangle$ następuje około dwukrotne zwiększenie wymaganej długości L – rys. 3.61b). Z tego powodu podczas określania zalecanej długości strefy roboczej manipulatora należy brać pod uwagę największą przewidywaną wartość współczynnika tarcia obiektu.



Rys. 3.61. Długość przestrzeni roboczej manipulatora w funkcji prędkości unoszenia v ($\alpha_k = 35^\circ$) oraz: a) szerokości tacek s ($\mu_2 = 0,35$), b) współczynnika tarcia μ_2 ($s = 0,6$ m)

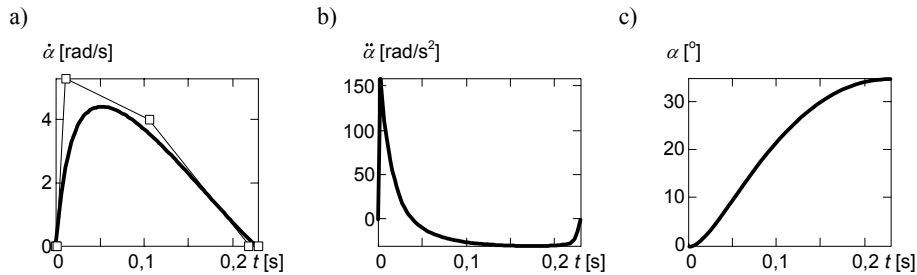
Wykres wydajności sortowania manipulatora tackowego uchylnego (także manipulatora tackowego przenośnikowego) w funkcji długości ładunku A i prędkości unoszenia przenośnika v przedstawiono na rysunku 3.62. Wykres ten został opracowany na podstawie zależności (2.1), po przyjęciu $\Delta c \equiv A$ (uwzględniając rys. 3.45). Założenie wynika z konieczności doboru takich wymiarów powierzchni nośnych tacek, by były w stanie pomieścić największe z przewidywanych do sortowania ładunki oraz z dążenia do minimalizowania odstępów pomiędzy tackami. Dynamika ruchu obrotowego tacek i szerokość przenośnika głównego nie mają bezpośredniego wpływu na osiąganą wydajność pracy manipulatora. Wielkości te decydują o długości przestrzeni roboczej L – rysunek 3.61.



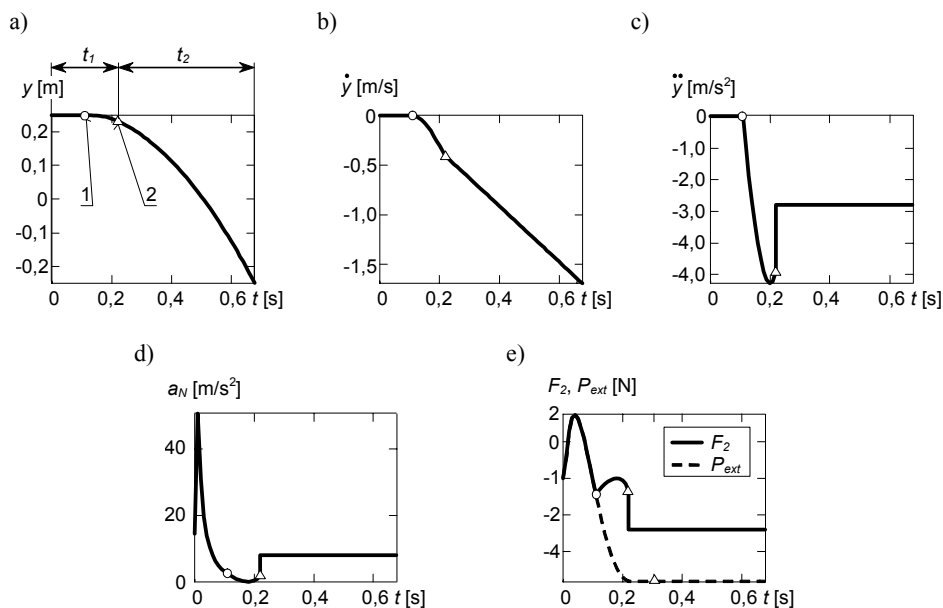
Rys. 3.62. Wydajność sortowania w funkcji długości ładunku A i prędkości unoszenia przenośnika v

Na rysunkach 3.63 i 3.64 przedstawiono wyniki optymalizacji numerycznej, w której pominięto ograniczenie (3.159) – dotyczące niewywracania obiektów. Nieuwzględnienie tego ograniczenia pozwala na 1,4-krotne skrócenie czasu ruchu roboczego tacki t_l , prowadzące do 11-krotnego wzrostu przyspieszenia kąowego tacki (rys. 3.63b) i 3,4-krotnego zwiększenia przeciążeń dynamicznych wywieranych na obiekt (rys. 3.64d) – w porównaniu z wynikami przedstawionymi na rysunkach 3.57 i 3.58. Uzyskane przyspieszenie ruchu roboczego tacki powoduje jedynie 1,2-krotne skrócenie czasu wyładunku ładunku $t_1 + t_2$ (na podstawie porównania danych przedstawionych na rys. 3.64a i rys. 3.58a) i takie samo zmniejszenie długości przestrzeni roboczej manipulatora L .

Podczas sortowania pojawia się ponadto skłonność ładunku do ruchu w stronę przeciwną względem ześlizgu, spowodowanej siłą zewnętrzną P_{ext} o dodatniej wartości (rys. 3.64e). Jednakże w wyniku zrównoważenia tej siły siłą tarcia statycznego F_2 (w początkowym etapie ruchu obrotowego tacki – rys. 3.64e) ruch obiektu w niepożądaną stronę tacki nie występuje (rys. 3.64a-c).



Rys. 3.63. Przebieg ruchu roboczego tacki uzyskany podczas optymalizacji (bez warunku (3.159)): a) prędkość, b) przyspieszenie, c) przemieszczenie; $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5$ m, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m



Rys. 3.64. Parametry ruchu ładunku wyznaczone na podstawie charakterystyki ruchu tacki wg rysunku 3.63: a) tor, b) prędkość, c) przyspieszenie, d) przyspieszenie obiektu w kierunku normalnym do powierzchni tacki, e) siły styczne do powierzchni tacki: tarcia $F_2 \cong F_{2(1)} + F_{2(2)}$ i zewnętrzna $P_{ext} \cong P_{ext(1)} + P_{ext(2)}$; parametry początkowe ruchu ładunku: $y_0 = 0,5$ s, $\dot{y}_0 = 0$ m/s, $m_p = 1$ kg, $s = 0,5$ m, $\mu_2 = 0,35$, $R = 2$ m; 1 – początek ruchu ładunku względem tacki, 2 – osiągnięcie przez tackę maksymalnego wychylenia (w rozpatrywanym przykładzie $\alpha_k = 35^\circ$), t_1 – czas ruchu roboczego tacki, t_2 – czas zsuwania ładunku po osiągnięciu maksymalnego wychylenia tacki

3.6.5. Podsumowanie

Wybrane parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne manipulatora:

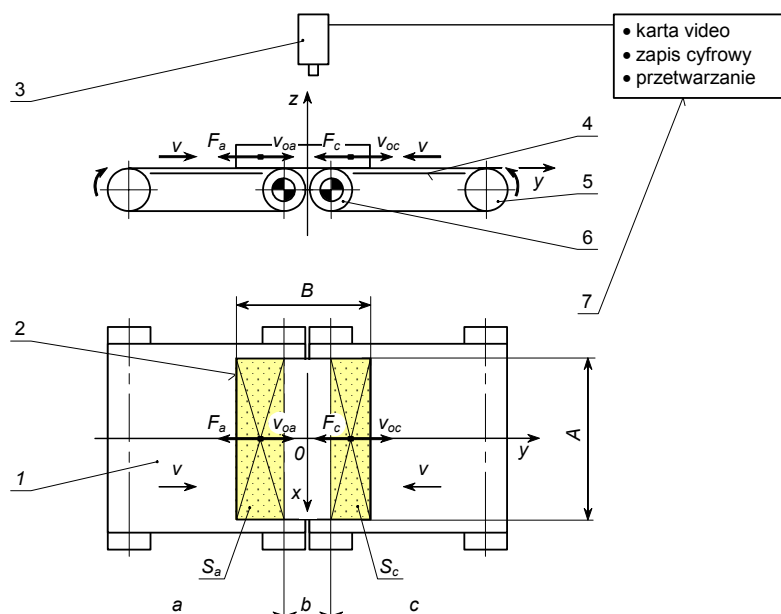
- maksymalna wydajność procesu sortowania obiektu o wymiarach $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, gdy $\alpha_k = 35^\circ$, $\mu_2 = 0,35$, $s = 0,5 \text{ m}$, $\Delta c = 0,7 \text{ m}$, $R = 2 \text{ m}$ wynosi:
 - $W_t = 5000 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 15 \text{ m/s}^2$, $\dot{y} = 2,0 \text{ m/s}$, $t_l = 0,32 \text{ s}$, $v = 1,0 \text{ m/s}$, $L = 0,8 \text{ m}$,
 - $W_t = 10000 \text{ szt./h}$, gdy: $a_N = 15 \text{ m/s}^2$, $\dot{y} = 2,0 \text{ m/s}$, $t_l = 0,32 \text{ s}$, $v = 2,0 \text{ m/s}$, $L = 1,6 \text{ m}$;
- warunek uniknięcia katapultowania i wywracania obiektu podczas jego wyładunku do ześlizgu jest spełniony, jeśli maksymalne przyspieszenie nadawane obiektowi w kierunku normalnym do powierzchni tacki nie przekracza wartości $a_N < 15 \text{ m/s}^2$;
- maksymalny kąt wychylenia tacki powinien wynosić $\alpha_k = 35^\circ$ – ze względu na minimalizację czasu ruchu roboczego tacki oraz uzyskiwanie minimalnej prędkości obiektu opuszczającego tackę;
- ograniczeniem osiągnięcia większej wydajności sortowania poprzez wzrost prędkości unoszenia potoku ładunków v jest wydłużenie długości przestrzeni roboczej L ; wraz ze wzrostem tej długości następuje spadek liczby kierunków odprowadzających sortowane objekty (przy danej długości przenośnika głównego);
- wartość współczynnika tarcia powierzchni nośnej tacki, zapewniająca pomyślne zgarnięcie ładunku do ześlizgu oraz jego ochronę przed przypadkowym spadnięciem z tacki na krzywiznach toru przenośnika głównego, zależy od kształtu zastosowanej powierzchni nośnej tacki (zakładając: $R_p = 2 \text{ m}$, $\alpha_k = 35^\circ$, $s = 0,5 \text{ m}$, $v = 2,5 \text{ m/s}$):
 - dla tacki płaskiej: $\mu_2 \in \langle 0,32; 0,63 \rangle$,
 - dla tacki wklęsłej o promieniu krzywizny $R = 2 \text{ m}$: $\mu_2 \in \langle 0,19; 0,53 \rangle$.

4. OKREŚLENIE WIELKOŚCI SKALUJĄCYCH OPRACOWANE MODELE – BADANIA DOŚWIADCZALNE

4.1. Wyznaczanie współczynnika tarcia ładunku

4.1.1. Metoda badań właściwości ciernych ładunku

W badaniach doświadczalnych tarcia suchego wykorzystano metodę pozycjonowania ładunków układem dwóch przeciwnie zorientowanych pól sił tarcia [106, 107]. Jedną z praktycznych realizacji tej koncepcji jest przenośnik taśmowy składający się z dwóch sekcji – napędzanych odcinków gumowych taśm poruszających się z prędkością liniową v o przeciwnych zwrotach – zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 4.1.



Rys. 4.1. Schemat stanowiska do badań doświadczalnych zjawiska tarcia suchego: 1 – taśma przenośnika, 2 – badany obiekt, 3 – kamera, 4 – łożo, 5 – rolka napinająca, 6 – rolka napędzająca, 7 – komputer; v – prędkość liniowa, F_a i F_c – siły tarcia obiektu w strefach a i c , v_{oa} i v_{oc} – prędkości poślizgu obiektu w strefach a i c , S_a i S_c – powierzchnie kontaktu obiektu w strefach a i c , A i B – wymiary obiektu

Badany ładunek w wyniku oddziaływań ciernych taśm przenośnika poddawany jest procesowi pozycjonowania – obiekt usiłuje zająć neutralne położenie pomiędzy sekcjami przenośnika, realizując tłumiony ruch oscylacyjny. Zarejestrowany tor ruchu obiektu jest podstawą do opracowania charakterystyki współczynnika tarcia. Kształt tej charakterystyki wyznaczany jest podczas optymalizacji krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia, polegającej na próbach odtworzenia rzeczywistego toru ruchu obiektu drogą symulacji numerycznej procesu pozycjonowania.

W prezentowanej metodzie podstawowym instrumentem rejestrującym przebieg badań tarcia jest kamera cyfrowa. Bezkontaktowy udział kamery w eksperymencie powoduje uniknięcie zakłóceń wynikających z pomiaru analizowanych wielkości.

Na ruch obiektu transportowanego przenośnikiem składającym się z dwóch przeciwbieżnych sekcji napędzanych taśm (rys. 4.1) wpływ mają trzy strefy: strefy a i c (związane z oddziaływaniem ciernym taśm) oraz znajdująca się pomiędzy nimi neutralna strefa b (pozbawiona powierzchni nośnej). W zależności od wymiarów i położenia ładunków oraz szerokości strefy b ładunek może znajdować się w kontakcie z jedną, dwiema lub jednocześnie ze wszystkimi strefami.

W modelu fizycznym procesu pozycjonowania ładunków przyjęty jest prostokątny układ odniesienia Oxy związany z ramą manipulatora, początkiem pokrywający się ze środkiem strefy b i osią x skierowaną wzdłuż osi rolek przenośnika (rys. 4.1). Ponadto:

- przebieg procesu pozycjonowania obiektu rozpatrywany jest jako ruch o jednym stopniu swobody – wzdłuż osi y ; oś wzdłużna obiektu jest zawsze równoległa względem osi rolek przenośnika,
- strefy tarcia przenośnika a i c leżą w jednej płaszczyźnie, rolki przenośnika pozbawione są błędu bicia promieniowego,
- wymiar b określający odległość pomiędzy osiami napędzanych rolek jest znacznie mniejszy od wymiarów pozycjonowanych obiektów,
- ładunek traktowany jest jako ciało sztywne o równomiernie rozłożonej masie,
- ładunek ma jednorodne właściwości cierne na całej powierzchni,
- pominięty jest wpływ zakłóceń przypadkowych,
- zjawisko tarcia opisywane jest zgodnie z prawem Coulomba,
- uwzględnione jest istnienie tarcia statycznego i kinetycznego, które może wystąpić w następujących konfiguracjach:
 - brak jednoczesnego tarcia statycznego we wszystkich strefach,
 - jednoczesne tarcie kinetyczne we wszystkich strefach,
 - tarcie kinetyczne w strefie a oraz statyczne w strefie c ,
 - tarcie kinetyczne w strefie c oraz statyczne w strefie a .

Na podstawie wyżej przyjętych ustaleń ruch obiektu powodowany układem dwóch przeciwbieżnych sił tarcia (F_a i F_c – rys. 4.1) można opisać równaniem:

$$\ddot{y} = -\frac{F_a + F_c}{m_p} \quad (4.1)$$

gdzie:

F_a, F_c – siła tarcia wywierana na obiekt w strefie a i c :

$$F_a = \begin{cases} F_{a\max} \operatorname{sgn}(v_{oa}) & \text{gdy } |v_{oa}| > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} -F_{c\max} & \text{gdy } F_{a\max} > F_{c\max} \\ -F_{a\max} \operatorname{sgn}(v_{oc}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (4.2)$$

$$F_c = \begin{cases} F_{c\max} \operatorname{sgn}(v_{oc}) & \text{gdy } |v_{oc}| > v_{\min} \\ \left. \begin{cases} -F_{a\max} & \text{gdy } F_{c\max} > F_{a\max} \\ -F_{c\max} \operatorname{sgn}(v_{oa}) & \text{gdy inaczej} \end{cases} \right\} \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (4.3)$$

F_{amax}, F_{cmax} – siła tarcia granicznego wywierana na obiekt w strefie a i c :

$$F_{amax} = \mu(v_{oa}) \frac{m_p g}{S_a + S_c} S_a, \quad F_{cmax} = \mu(v_{oc}) \frac{m_p g}{S_a + S_c} S_c \quad (4.4)$$

S_a, S_c – powierzchnia kontaktu ładunku ze strefą tarcia a i c :

$$S_a = \begin{cases} AB & \text{gdy } (B+b)/2 + y \leq 0 \\ A[(B-b)/2 - y] & \text{gdy } (B-b)/2 - y > 0 \\ 0 & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (4.5)$$

$$S_c = \begin{cases} AB & \text{gdy } (B+b)/2 - y \leq 0 \\ A[(B-b)/2 + y] & \text{gdy } (B-b)/2 + y > 0 \\ 0 & \text{gdy inaczej} \end{cases} \quad (4.6)$$

A, B – długość i szerokość obiektu,

m_p – masa obiektu,

v_{oa}, v_{oc} – prędkość poślizgu obiektu względem taśmy przenośnika w strefie a i c :

$$v_{oa} = -v + \dot{y}, \quad v_{oc} = v + \dot{y} \quad (4.7)$$

v – prędkość taśmy przenośnika,

g – przyspieszenie ziemskie,

$\mu(v_{oi})$ – współczynnik tarcia pomiędzy ładunkiem a przenośnikiem w funkcji prędkości poślizgu $v_{oi}, i = a, c$.

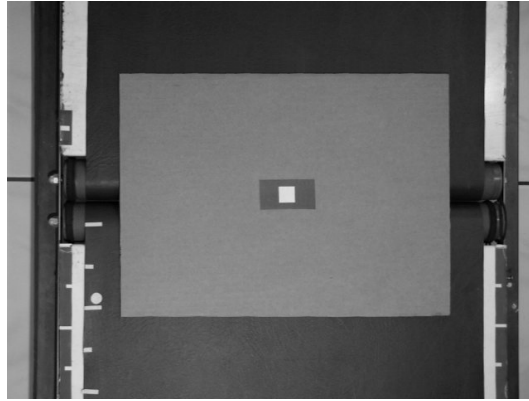
4.1.2. Warunki badań pozycjonowania obiektu układem przeciwbieżnie napędzanych taśm

W badaniach doświadczalnych tarcia suchego wykorzystano specjalnie opracowane stanowisko laboratoryjne, którego głównym elementem jest układ dwóch przeciwbieżnie napędzanych taśm (rysunki 4.1 i 4.2). Nad przenośnikiem znajduje się kamera video, z której sygnał wizyjny zapisywany jest na dysku twardym komputera w formacie AVI. Rejestracja obrazu odbywa się z prędkością 30 klatek/s i rozdzielczością 640×480 pikseli.

Do badań wykorzystano dwa obiekty o tych samych masach ($m_p = 0,1$ kg) i wymiarach ($0,4 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$): płytę wykonaną z tektury falistej [112] oraz płytę z tektury pokrytej opakowaniową folią polietylenową [114]. Centralnie na powierzchni obiektu umieszczono biały kontrastowy znak identyfikacyjny w kształcie kwadratu (rys. 4.2). Na burcie przenośnika i krawędzi taśmy wyznaczono podziałki liniowe pozwalające na późniejsze, podczas odczytu zapisów video, określenie rzeczywistych przemieszczeń obiektu. Odległość $0,15 \text{ m}$ oznaczona liniałem na burcie taśmociągu odpowiadała 149 pikselom na obrazie.

Badania prowadzono przy prędkościach taśm przenośnika v wynoszących: $0,37 \text{ m/s}$ i $1,125 \text{ m/s}$. Eksperymenty pozycjonowania dla danego ładunku i prędkości v wykonywano dziesięciokrotnie.

Pliki video analizowano w środowisku Matlab [144]. Zarys znaku identyfikacyjnego umieszczonego na obiekcie lokalizowany jest na poszczególnych kadrach. Odczytane współrzędne środka geometrycznego znaku identyfikacyjnego eksportowano do zewnętrznego pliku tekstowego. Czynności te realizowano za pośrednictwem narzędzi „Video and Image Processing Blockset”.



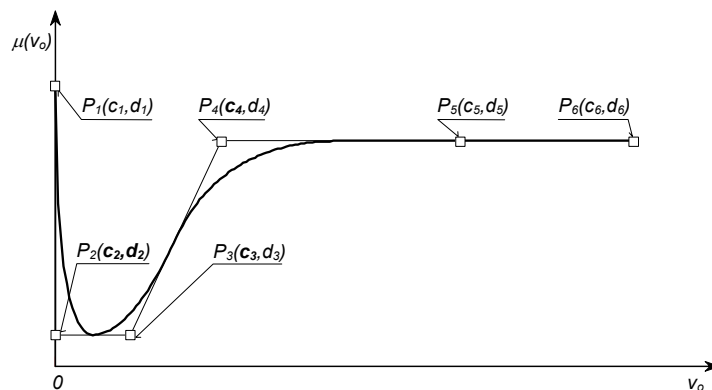
Rys. 4.2. Kadz z zapisu badań doświadczalnych tarcia obiektu

Uzyskane rzeczywiste tory ruchu ładunku poddawano aproksymacji krzywą B-sklejaną trzeciego stopnia (osiągając współczynnik determinacji wynoszący 99,9979%). Otrzymane ciągłe tory ruchu obiektu wykorzystano podczas opracowania charakterystyki współczynnika tarcia. Charakterystykę wyznaczono drogą optymalizacji numerycznej kształtu krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia – rysunek 4.3. Symulowany przebieg toru ruchu oscylacyjnego manipulowanego obiektu dopasowywano do przebiegu rzeczywistego. W procesie tym zmiennymi decyzyjnymi są punkty kontrolne krzywej B-sklejanej wytyczające kształt charakterystyki tarcia. Minimalizowanym kryterium oceny jest suma kwadratów różnic przebiegu torów ruchu ładunku (symulowanego i rzeczywistego):

$$\min Q(X) = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2 \quad (4.8)$$

gdzie:

- $X = [c_2, d_2, c_3, c_4]$ – wektor zmiennych decyzyjnych,
- \hat{y}_i, y_i – i-ta współrzędna toru ruchu obiektu wyznaczona odpowiednio podczas symulacji numerycznej oraz podczas badań doświadczalnych.



Rys. 4.3. Przebieg współczynnika tarcia obiektu opisany krzywą B-sklejaną trzeciego stopnia: P – punkty kontrolne, v_0 – prędkość poślizgu

Ograniczenia zadania optymalizacji wymuszają następstwo punktów kontrolnych, aby przeciwdziałać kreowaniu krzywych o zapętłonych kształtach:

$$X_1 - \mu_0 \leq 0 \quad (4.9)$$

$$X_1 - X_4 \leq 0 \quad (4.10)$$

$$X_4 - X_3 \leq 0 \quad (4.11)$$

$$X_3 - 0,7 \leq 0 \quad (4.12)$$

$$X_2 - \mu_G \leq 0 \quad (4.13)$$

Powyższe warunki uwzględniają właściwość zawierania się krzywej we wnętrzu wieloboku opisanego przez punkty kontrolne P (rys. 4.3, [144]).

Przyjęto, iż całkowity przebieg współczynnika tarcia wyznaczany jest przez 6 punktów kontrolnych, których 4 współrzędne są zmiennymi decyzyjnymi zadania optymalizacji, a pozostałym współrzędnym przypisane są stałe wartości:

$$c_1 = 0; c_5 = 0,7; c_6 = 1,0; d_1 = \mu_0; d_3 = d_2; d_4 = d_5 = d_6 = \mu_G \quad (4.14)$$

gdzie:

μ_0, μ_G – współczynniki tarcia, odpowiednio statycznego i ustalonego kinetycznego.

Statyczny współczynnik tarcia μ_0 wyznaczany jest na podstawie eksperymentu: spoczywający na taśmie przenośnika obiekt mocowany jest do sprężyny (przytwierdzonej do konstrukcji nośnej urządzenia); maksymalne wydłużenie tej sprężyny (niepowodujące poślizgu obiektu względem taśmy przenośnika) jest podstawą do obliczenia poszukiwanego współczynnika.

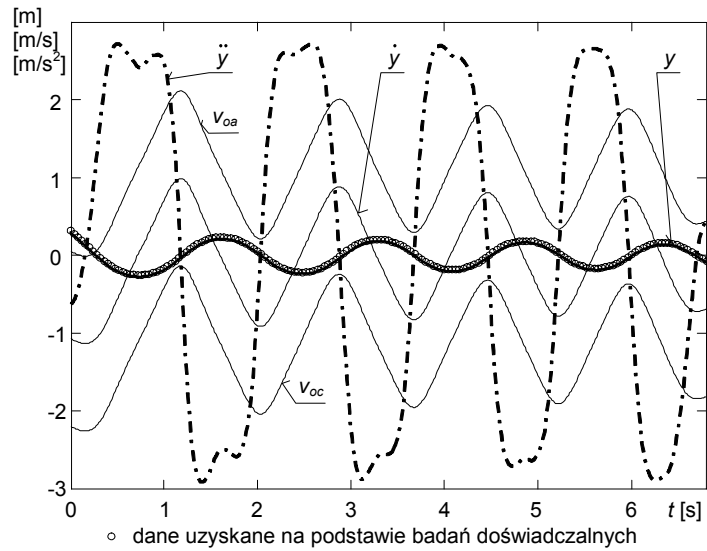
Współczynnik tarcia μ_G określany jest na podstawie analizy przebiegu przyspieszeń obiektu uzyskanych po przetworzeniu danych z badań doświadczalnych (rysunki 4.4, 4.5 i 4.6 – wykonane dla obiektu z tektury pokrytej folią, prędkości unoszenia taśm przenośnika $v = 1,125$ m/s i położenia początkowego obiektu $y_0 = 0,29$ m). Wykorzystano następujący fakt – jeśli obiekt w całości znajduje się tylko w jednej strefie tarcia (tzn. gdy $S_a = 0$ lub $S_c = 0$, rys. 4.5), to iloraz przyspieszenia obiektu (na podstawie równania (4.1)) i przyspieszenia ziemskiego opisuje współczynnik tarcia obiektu względem taśmy. Z analizy przebiegów tych ilorazów (wyznaczonych w funkcji prędkości poślizgu, rys. 4.6) wynika, że w przestrzeni odpowiadającej pełnej obecności obiektu w danej strefie tarcia (wyróżnionej na wykresie zacienionym tłem) można wydzielić przedział prędkości poślizgu, w którym zmiany współczynnika tarcia obiektu są nieznaczne – rozrzut wartości ok. 9,3%.

Na tej podstawie przyjęto stałą wartość współczynnika tarcia μ_G przy dużych prędkościach poślizgu (w rozpatrywanym przypadku $\mu_G = 0,26$ gdy $v_o > 0,7$ m/s – stąd także przyjęta w równaniach (4.14) współrzędna $c_5 = 0,7$).

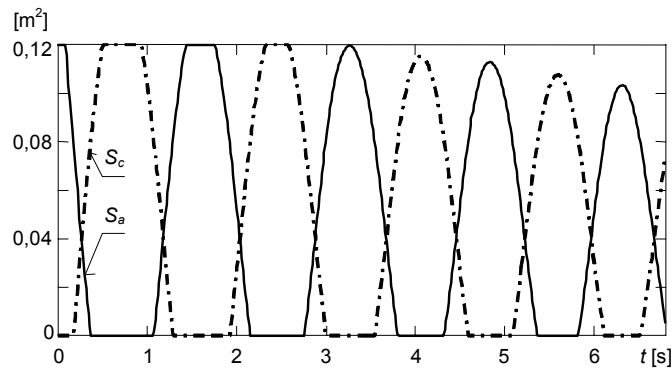
W trosce o utrzymanie prostoliniowego końcowego przebiegu wykresu (rys. 4.3) przyjęte są wartości współrzędnych $d_4 = d_5 = d_6 = \mu_G$.

Odnośniki wskazujące krzywe (rys. 4.6) opisują kolejność pojawiania się obiektu w strefie c . Odnośnik 1 dotyczy najwcześniejszej obecności obiektu w strefie, odnośnik 4 – ostatniej. Im później obiekt pojawia się w badanej strefie, tym mniejsza jest rozpiętość prędkości jego poślizgu względem taśmy przenośnika. Obszar wyróżniony zacie-

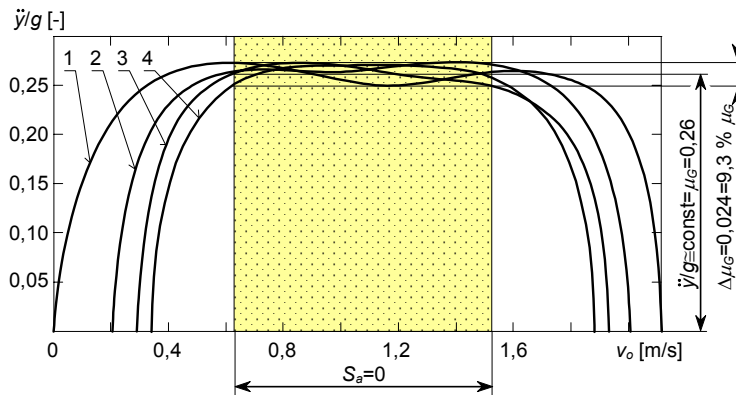
nionym tłem odnosi się do zakresu prędkości poślizgu uzyskanej przy ostatniej obecności obiektu w strefie c .



Rys. 4.4. Parametry ruchu obiektu pokrytego folią polietylenową wyznaczone na podstawie toru ruchu uzyskanego podczas badań doświadczalnych: y , \dot{y} i \ddot{y} – położenie, prędkość i przyspieszenie obiektu, v_{oa} i v_{oc} – prędkość poślizgu obiektu względem strefy tarcia a i c , $v = 1,125$ m/s



Rys. 4.5. Powierzchnia kontaktu S_a i S_c obiektu z taśmami przenośnika w strefach tarcia a i c



Rys. 4.6. Ilorazy przyspieszenia obiektu i przyspieszenia ziemskiego w funkcji prędkości poślizgu (wybrane przebiegi przyspieszeń obiektu znajdującego się w strefie c – na podstawie rysunku 4.4); $v_o = v_{oc}$

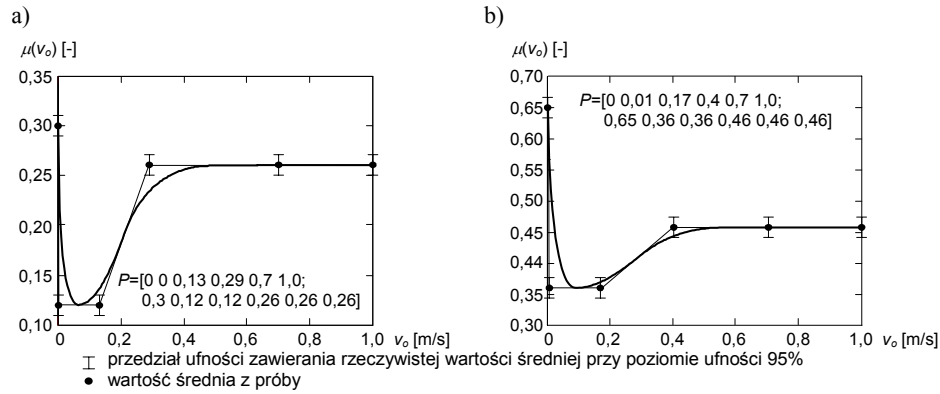
Proponowana ilość czterech zmiennych decyzyjnych zadania optymalizacji wynika z dążenia do minimalizowania ich liczebności (wpływającej na efektywność prowadzonej optymalizacji) oraz uzyskania gładkiego przebiegu charakterystyk współczynnika tarcia w zakresie około „zerowych” prędkości poślizgu.

Proponowana metoda wyznaczenia współczynnika tarcia wymaga takiego dobrania parametrów procesu pozycjonowania (położenia początkowego obiektu i prędkości ruchu taśm), by podczas prowadzenia badań doświadczalnych obiekt przynajmniej jednokrotnie znalazł się w całości w strefie tarcia a lub c . Metoda ta także pozwala na wyznaczenie współczynnika tarcia obiektu, gdy zastosowane w stanowisku badawczym taśmy przenośnika charakteryzują się różnymi właściwościami ciernymi.

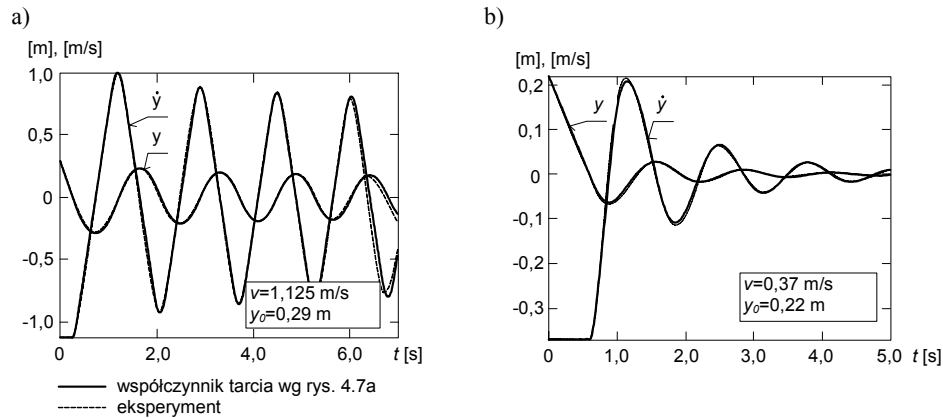
4.1.3. Wyniki badań

Na rysunku 4.7 przedstawiono wykresy współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu, wyznaczone na podstawie badań doświadczalnych. Dodatkowo na rysunku tym umieszczono przedziały ufności zawierania wartości średniej położenia punktów kontrolnych krzywej sklejanej przy poziomie ufności 95%. Wartości średnie reprezentowane są za pomocą zaczernionych punktów. Wspólną cechą wyznaczonych charakterystyk jest występowanie znacznej nieliniowości przebiegu współczynnika tarcia w zakresie niewielkich prędkości poślizgu.

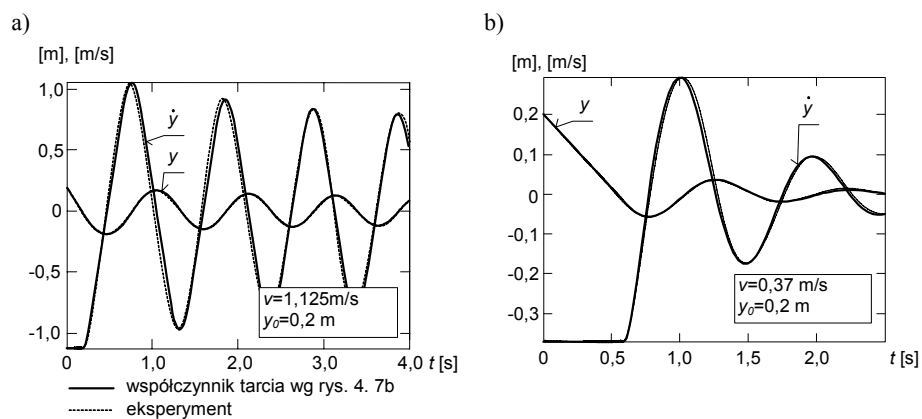
Na podstawie badań zjawiska tarcia stwierdzono, iż w przypadku zastosowania małej prędkości unoszenia taśm przenośnika v obiekt realizuje szybko gasnący ruch oscylacyjny (rysunki 4.8b i 4.9b), a w przypadku przyjęcia prędkości o większej wartości – występujący ruch oscylacyjny jest tłumiony znacznie mniej intensywnie (rysunki 4.8a i 4.9a).



Rys. 4.7. Wykres współczynnika tarcia obiektu wykonanego z: a) trójwarstwowej tektury falistej pokrytej folią polietylenową, b) trójwarstwowej tektury falistej



Rys. 4.8. Tor i prędkość ruchu obiektu wykonanego z trójwarstwowej tektury falistej pokrytej folią polietylenową: a) dla $v = 1,125 \text{ m/s}$, b) dla $v = 0,37 \text{ m/s}$; $A \times B = 0,4 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$



Rys. 4.9. Tor i prędkość ruchu obiektu wykonanego z trójwarstwowej tektury falistej: a) dla $v = 1,125 \text{ m/s}$, b) dla $v = 0,37 \text{ m/s}$; $A \times B = 0,4 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$

4.2. Wyznaczanie współczynnika sztywności i tłumienia ładunku przy udarze

4.2.1. Zmodyfikowany nieliniowy model Kelvina

W modelowaniu odkształceń lokalnych oraz sił powstających podczas udaru funkcja potęgowa należy do jednej z częściej stosowanych funkcji matematycznych – występuje m.in. w modelach uderzenia bazujących na teorii zagadnień kontaktowych Hertza [152, 162]. Funkcja potęgowa wykorzystana jest także w prezentowanej pracy – w opisie nieliniowego zmodyfikowanego modelu Kelvina:

$$N = b_p \dot{D} D^{n_1} + k_p D^{n_2} \quad (4.15)$$

gdzie:

- b_p – współczynnik tłumienia,
- k_p – współczynnik sztywności,
- n_1, n_2 – wykładniki potęg występujące odpowiednio w modelu sił tłumienia i sił sprężystości udaru.

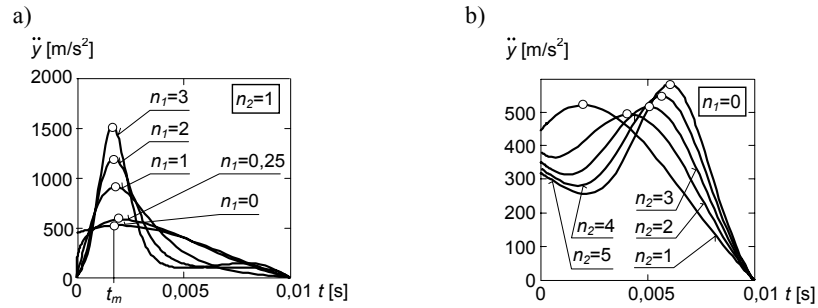
O wyborze funkcji potęgowej decydują jej własności: jest funkcją ciągłą w całym zakresie liczb rzeczywistych, a do jej jednoznacznego określenia wymagane jest podanie małej liczby parametrów – mniejszej niż np. w przypadku funkcji tangens lub tangens hiperboliczny [54, 158, 159].

Związki występujące pomiędzy wartościami wykładników potęg n_1 i n_2 równania (4.15) a przebiegiem udaru przedstawiono na rysunkach 4.10, 4.11 i 4.12. Rysunki te opracowano na podstawie wyników symulacji numerycznych upadku ładunku ($m_p = 1,6$ kg) na nieodkształcalne podłoże z wysokości $H = 0,3$ m. Przyjęto, iż podczas upadku ładunku na podłoże występuje uderzenie centralne – upadek na ścianę ładunku, bez inicjacji ruchu obrotowego. Symulacje realizowane są tak, by niezależnie od przyjmowanych wartości wykładników potęg czas udaru trwał $t_k = 0,01$ s, a współczynnik restytucji przyjmował wartość $e = 0,4$ ($t_k = 0,01$ s i $e = 0,4$ nawiązują do wyników badań eksperymentalnych udaru przedstawionych w punkcie 4.2.4).

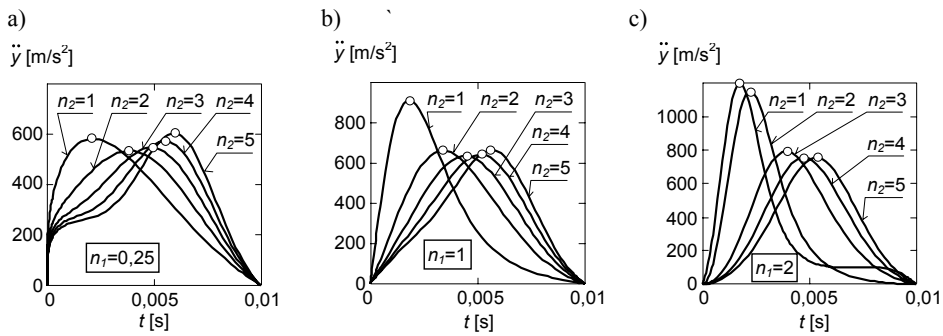
Przyjęcie stałej wartości wykładnika n_2 (odpowiedzialnego za kumulację energii sprężystości) i wprowadzanie coraz większych wartości wykładnika n_1 (decydującego o absorpcji i rozpraszaniu energii udaru) powoduje wzrost maksymalnych wartości przyspieszeń (rys. 4.10a).

Zmiany wykładnika n_1 nie mają znaczącego wpływu na położenie wartości szczytowej przebiegu przyspieszeń t_m (przedstawionej na wykresach za pomocą okrągłych znaczników). Inny efekt przynosi przyjęcie stałej wartości wykładnika n_1 i zmienianie – dla n_2 . Wzrost wartości wykładnika n_2 powoduje przemieszczenie położenia ekstremum przyspieszenia w stronę końca czasu trwania udaru (rys. 4.10b). Zmiany szczytowych wartości przyspieszeń są niewielkie. Tendencja wpływania wykładnika n_2 na przemieszczanie położenia ekstremum utrzymuje się także przy większych wartościach wykładnika n_1 (rys. 4.11a,b,c).

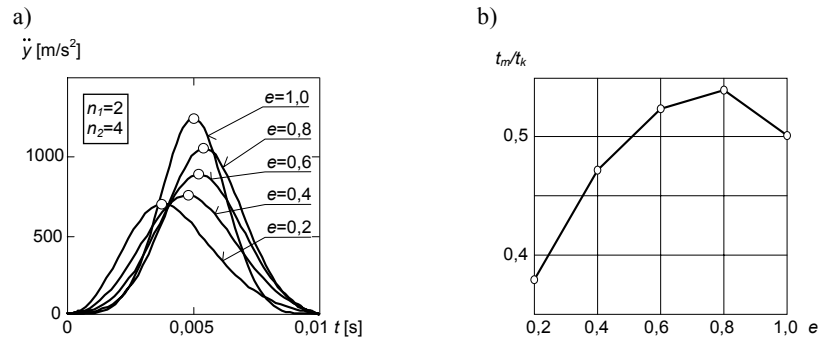
Na rysunku 4.12 przedstawiono wykresy wpływu zmian współczynnika restytucji e na asymetrię przebiegu przyspieszenia odkształcenia ładunku podczas udaru w przypadku przyjęcia wartości wykładników potęg $n_1 = 2$ i $n_2 = 4$. Zmniejszanie wartości współczynnika restytucji powoduje przemieszczenie położenia maksymalnej wartości przyspieszeń w stronę początku udaru.



Rys. 4.10. Wpływ zmian wykładników potęg n_1 i n_2 na przebieg zderzenia: a) gdy $n_2 = 1$ oraz $n_1 = [0; 0,25; 1; 2; 3]$, b) gdy $n_1 = 0$ oraz $n_2 = [1; 2; 3; 4; 5]$; $H = 0,3$ m, $m_p = 1,6$ kg, $e = 0,4$, $t_k = 0,01$ s



Rys. 4.11. Wpływ zmian wykładnika potęgi n_2 na przebieg zderzenia: a) gdy $n_1 = 0,25$, b) gdy $n_1 = 1$, c) gdy $n_1 = 2$; $H = 0,3$ m, $m_p = 1,6$ kg, $e = 0,4$, $t_k = 0,01$ s

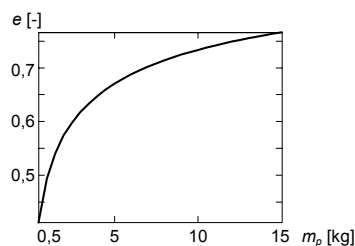


Rys. 4.12. Wpływ zmian współczynnika restytucji e na przebieg zderzenia: a) przyspieszenie środka ciężkości ładunku, b) położenie maksimum przyspieszenia t_m ; $H = 0,3$ m, $m_p = 1,6$ kg, $t_k = 0,01$ s

Na potrzeby prezentowanej pracy model uderu reprezentowany jest wyrażeniem:

$$N = b_p m_p^{0,4} \dot{D} D^2 + k_p D^4 \quad (4.16)$$

Model ten wzorowany jest na strukturze równania (4.15), w którym wykładniki potęg występujące przy wielkościach opisujących odkształcenie lokalne ciał wynoszą $n_1 = 2$ i $n_2 = 4$. Wartości wykładników dobrano na podstawie analizy wyników symulacji numerycznych przedstawionych na rysunkach 4.10÷4.12. Wprowadzony do wyrażenia (4.16) czynnik $m_p^{0,4}$ (wyznaczony drogą optymalizacji numerycznej) odpowiedzialny jest za uzyskiwanie stałej wartości współczynnika restytucji (dla zadanych parametrów b_p i k_p) niezależnie od masy ciał przyjętych podczas symulacji uderu. W przypadku braku tego czynnika, pomiędzy współczynnikiem restytucji e a masą ładunku m_p pojawia się zależność funkcyjna przedstawiona na rysunku 4.13 – niezgodna z fizyczną naturą uderu [46].



Rys. 4.13. Wykres współczynnika restytucji e w funkcji masy ładunku m_p wyznaczony na podstawie równania (4.15); $n_1 = 2$ i $n_2 = 4$, $H = 0,3$ m, $b_p = 6,9 \cdot 10^5$ Ns/m³, $k_p = 8 \cdot 10^9$ N/m⁴

Ocenę skuteczności modelu (4.16) w przewidywaniu przebiegu sił uderu przedstawiono w dalszej części podrozdziału 4.2 (także w pracy [109]) – na podstawie wyników badań doświadczalnych zderzenia ładunku z nieodkształcalną i odkształcalną przeszkodą.

4.2.2. Metoda wyznaczania współczynnika sztywności i tłumienia ładunku

Głównymi danymi wejściowymi modelu uderu (równanie (4.16)) są współczynniki sztywności k_p i tłumienia b_p . Współczynniki te wyznaczono doświadczalnie metodą swobodnego spadku. Polega ona na pomiarze przyspieszeń osiąganych przez obiekt w trakcie prób swobodnego spadku z wysokości H na nieodkształcalne podłoże. W praktyce inżynierskiej metoda ta wykorzystywana jest do określenia przydatności użytkowej opakowań ładunków [117] – tj. oceny odporności na uderzenia.

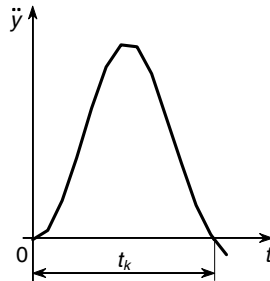
Wartości współczynników sztywności k_p i tłumienia b_p uzyskuje się na podstawie numerycznego rozwiązania układu równań:

$$\begin{cases} \hat{e}(b_p, k_p) - e = 0 \\ \hat{t}_k(b_p, k_p) - t_k = 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

gdzie:

- $\hat{e}(b_p, k_p), \hat{t}_k(b_p, k_p)$ – współczynnik restytucji i czas trwania uderzenia ładunku wyznaczone podczas symulacji uderzenia (4.16),
- e, t_k – współczynnik restytucji i czas trwania uderzenia ładunku – wyznaczone doświadczalnie na podstawie prób swobodnego spadku z wysokości.

Czas trwania udaru t_k traktowany jest jako przedział czasu zawarty pomiędzy kolejnymi przecięciami osi odciętych t przez krzywą przyspieszenia (rys. 4.14).



Rys. 4.14. Przebieg przyspieszeń zarejestrowany podczas uderzenia

Współczynnik restytucji (tzw. kinematyczny współczynnik restytucji Newtona) wyznaczany jest na podstawie zależności:

$$e = -\frac{v_k}{w_n} \quad (4.18)$$

gdzie:

w_n – prędkość ładunku tuż przed wejściem w kontakt z nieodkształcalnym podłożem:

$$w_n = -\sqrt{2gH} \quad (4.19)$$

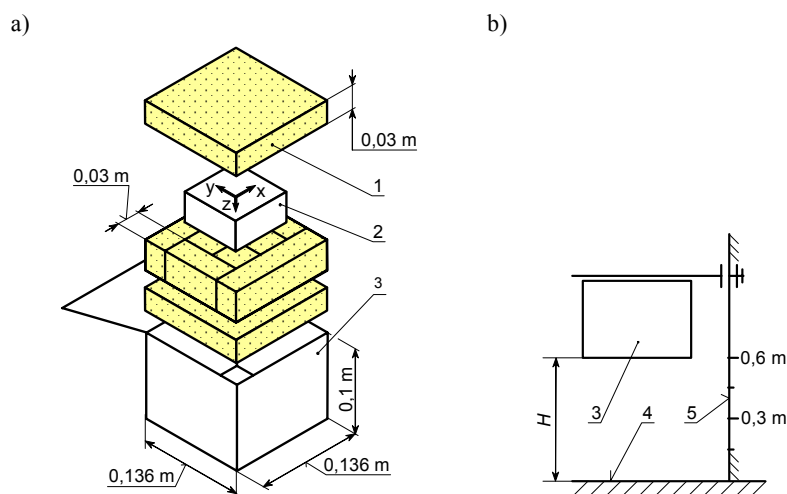
g – przyspieszenie ziemskie,

v_k – prędkość ładunku tuż po uderzeniu (w chwili t_k):

$$v_k = \int_0^{t_k} \ddot{y} dt - w_n \quad (4.20)$$

4.2.3. Warunki badań swobodnego spadku obiektu na nieodkształcalne podłoże

Do zapisu przebiegu procesu uderzenia podczas prób swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże wykorzystano trójosiowy rejestrator przyspieszeń SAVER 3L30 firmy Lansmont, umieszczony we wnętrzu ładunku. Rejestrator posiada wbudowaną pamięć operacyjną zasilaną baterią litową. Urządzenie umożliwia zapisanie 100 maksymalnych przebiegów przyspieszeń nieprzekraczających wartości $\pm 100 g$ (g – przyspieszenie ziemskie). Sygnał wejściowy zapisywany jest z próbkowaniem, co 1 ms (0,001 s), z dokładnością pomiaru do 0,1 g. Komunikacja z rejestratorem (sterowanie i pobieranie danych) odbywa się za pośrednictwem komputera przez złącze szeregowo RS-232. W trakcie prowadzenia badań umieszczony w ładunku rejestrator (rys. 4.15a) ustawiony jest w trybie zapisu zdarzeń i nie wymaga żadnego dodatkowego zasilania lub sterowania – stanowi autonomiczny układ rejestrujący, wykonany w formie prostopadłościenną, aluminiowej bryły o wymiarze $0,076 \text{ m} \times 0,076 \text{ m} \times 0,04 \text{ m}$ i masie 0,4 kg.



Rys. 4.15. Stanowisko do przeprowadzania prób swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże: a) przygotowanie ładunku jednostkowego II i III (tab. 1), b) ładunek jednostkowy w położeniu tuż przed próbą swobodnego spadku; 1 – elementy przeciwwstrząsowe, 2 – rejestrator przyspieszeń, 3 – opakowanie kartonowe, 4 – gładkie i nieodkształcalne podłoże, 5 – przyrząd do pozycjonowania ładunków, H – wysokość swobodnego spadku

Do badań przygotowane zostały trzy ładunki oznaczone symbolami I, II i III – tabela 1. Ładunek I (o wymiarach $0,36 \text{ m} \times 0,3 \text{ m} \times 0,12 \text{ m}$ i całkowitej masie 2 kg) stanowi oryginalną paczkę firmową stosowaną przez producenta rejestratora. Składa się ona z opakowania wykonanego z jednego arkusza trójwarstwowej tektury falistej, wewnątrz którego znajduje się walizka wykonana z tworzywa sztucznego, wypełniona gąbką ochraniającą rejestrator przyspieszeń. Pozostałe ładunki (II i III o wymiarach $0,136 \text{ m} \times 0,136 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$ – rys. 4.15a) składają się także z opakowania wykonanego z trójwarstwowej tektury falistej [112], wypełnionego: ładunek II – papierem kserograficznym (gramatura papieru 80 g/m^2 , całkowita masa 1,6 kg) [122] i ładunek III – styropianem EPS 100 (całkowita masa 0,5 kg) [115]. Materiał opakowaniowy pełniący funkcje przeciwwstrząsowe we wszystkich ładunkach ma grubość 0,03 m.

Każdy ładunek z wmontowanym czujnikiem poddawano serii prób swobodnego spadku na gładkie i nieodkształcalne podłoże. Biorąc pod uwagę, iż opakowania ładunków posiadają różne zdolności rozpraszania i kumulacji energii udaru oraz uwzględniając wymóg nieprzekraczania przez rejestrator przeciążeń $\pm 100 \text{ g}$ przyjęto zróżnicowane wysokości spadku: dla ładunku I – $H = [0,15; 0,30; 0,45] \text{ m}$, dla ładunku II – $H = [0,15; 0,30] \text{ m}$, dla ładunku III – $H = [0,15; 0,30; 0,45; 0,60] \text{ m}$. Wartości tych wysokości odpowiadają realnemu narażeniu obiektu na upadek podczas całego procesu transportowania od dostawcy do odbiorcy końcowego [41, 132].

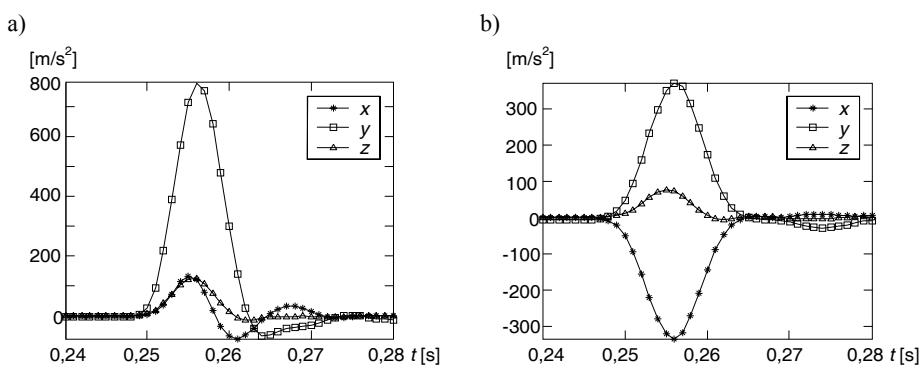
Dla danej wysokości spadku H ładunek zrzucany był pięciokrotnie na każdą z trzech ścian odpowiadających trzem prostopadłym kierunkom ładunku – x , y , z . W celu utrzymania odpowiedniej orientacji ścian ładunku względem podłoża, ładunki przed spadkiem pozycjonowane były względem wypoziomowanej platformy przyrządu (rys. 4.15b), ustawionej na żądanej wysokości. Podczas wykonywania prób spadku ładunki były manipulowane i pozycjonowane ręcznie.

Tabela 1. Program badań

Symbol ładunku	Wymiary ładunku [m]	Masa m_p [kg]	Materiał opakowania		Grubość opakowania [m]	Wysokość spadku H [m]
I	$0,360 \times 0,300 \times 0,120$	2,0	trójwarstwowa tektura falista [112]	gąbka	0,03	0,15; 0,30; 0,45
II	$0,136 \times 0,136 \times 0,100$	1,6		papier (gramatura 80 g/m^2) [122]		0,15; 0,30
III	$0,136 \times 0,136 \times 0,100$	0,5		styropian EPS 100 [115]		0,15; 0,30; 0,45; 0,60

4.2.4. Wyniki badań

Porównując wartości ekstremów przyspieszeń zarejestrowanych w trzech kierunkach uderzenia (x , y , z), można dokonać oceny jego charakteru – czy jest to uderzenie proste (centralne) czy ukośne (rys. 4.16). Uzyskanie uderzenia idealnie prostego, odpowiadającego upadkowi ładunku tylko na wybraną ścianę, tak by czujnik przyspieszeń zarejestrował wyłącznie uderzenie w jednym kierunku, jest znikome. Uderzeniu w ścianę ładunku towarzyszy zwykle w mniejszym lub większym stopniu uderzenie w krawędź lub naroże ładunku.

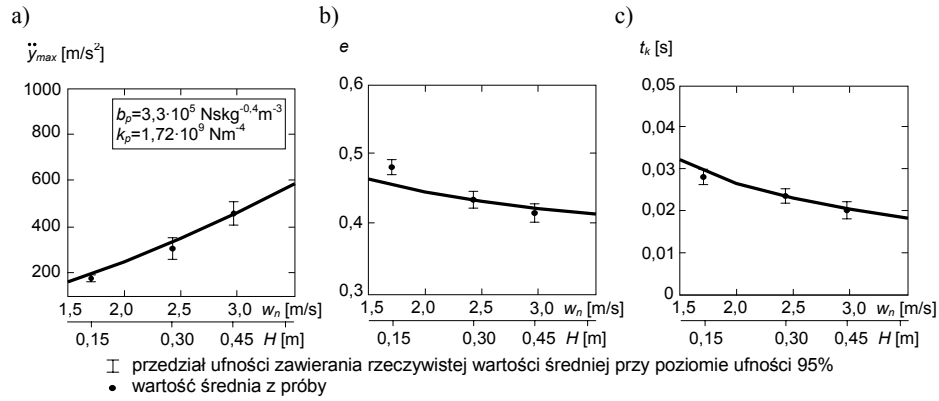


Rys. 4.16. Przykłady zarejestrowanych przebiegów uderzeń w trzech kierunkach (x , y , z) podczas eksperymentów swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże: a) uderzenie proste, b) uderzenie ukośne

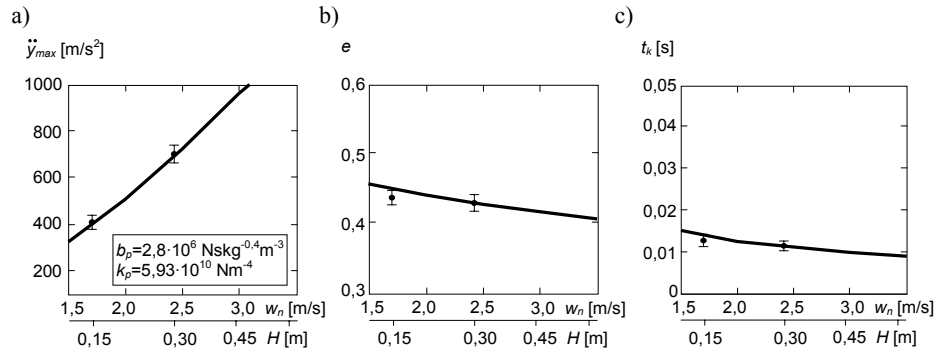
Z uwagi na niewielkie prawdopodobieństwo zarejestrowania uderzenia idealnie prostego przyjęto założenie, by za zapis uderzenia prostego uznawać taki, w którym wartości przyspieszeń z kierunków towarzyszących kierunkowi głównemu uderzenia nie będą przekraczać 15% jego ekstremalnej wartości (rys. 4.16a). Uderzenie uznawane jest za ukośne, jeśli spośród trzech zarejestrowanych kierunków przyspieszeń nie można wskazać kierunku dominującego (rys. 4.16b).

Spośród zapisanych danych do dalszych analiz zakwalifikowano przebiegi przyspieszeń traktowane jako uderzenia proste – odpowiadające porównywalnym i najbardziej powtarzalnym warunkom uderzenia.

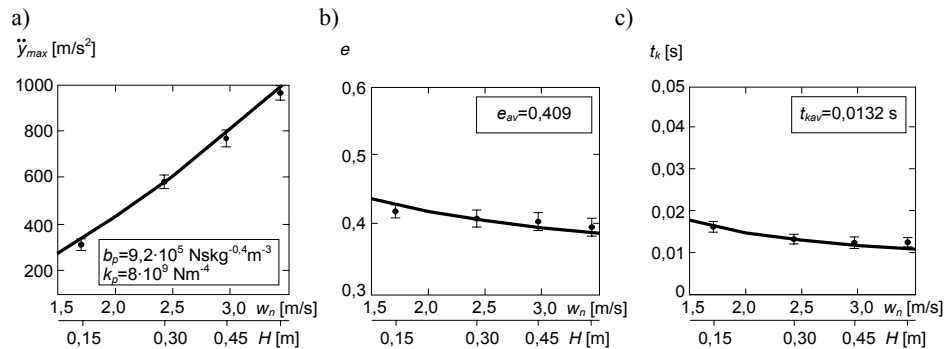
Na rysunkach 4.17, 4.18 i 4.19 przedstawiono dane uzyskane na podstawie prób swobodnego spadku ładunków na nieodkształcalne podłoże, przeprowadzonych według programu badań zawartego w tabeli 1. Na wykresach umieszczono dane zarejestrowane w sposób bezpośredni (maksymalne wartości przyspieszeń \ddot{y}_{\max} , czasy trwania uderzenia t_k) oraz wyznaczone w sposób pośredni (współczynniki restytucji ładunków e).



Rys. 4.17. Wyniki eksperymentu swobodnego spadku ładunku I: a) maksymalna wartość przyspieszenia, b) współczynnik restytucji, c) czas trwania uderzenia



Rys. 4.18. Wyniki eksperymentu swobodnego spadku ładunku II: a) maksymalna wartość przyspieszenia, b) współczynnik restytucji, c) czas trwania uderzenia



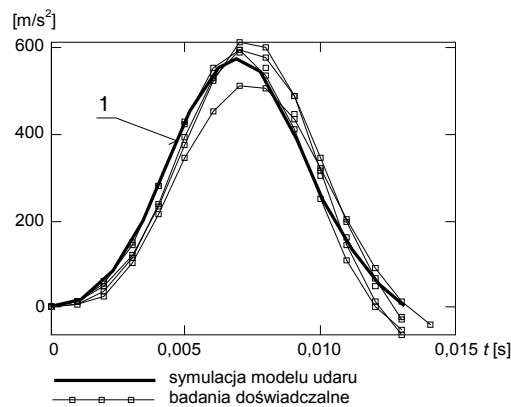
Rys. 4.19. Wyniki eksperymentu swobodnego spadku ładunku III: a) maksymalna wartość przyspieszenia, b) współczynnik restytucji, c) czas trwania uderzenia; e_{av} i t_{kav} – wartości średnie współczynnika restytucji i czasu trwania uderzenia uzyskane podczas prób swobodnego spadku z wysokości $H = 0,3 \text{ m}$

Dane przedstawiono na wykresach za pośrednictwem przedziałów ufności zawierania rzeczywistej wartości średniej przy poziomie ufności 95%. Wartości średnie reprezentowane są za pomocą zaczerpniętych punktów.

Na wykresach grubą linią ciągłą przedstawiono także wyniki symulacji procesu uderzenia (4.16). Danymi wejściowymi wykorzystanymi podczas wyznaczania parametrów modelu (współczynnik tłumienia b_p i sztywności k_p) na podstawie układu równań (4.17) są wartości średnie współczynników restytucji e i czasów trwania uderzenia t_k , uzyskane na podstawie zapisów z prób swobodnego spadku ładunków z wysokości $H = 0,3$ m. Z tego powodu linie obrazujące wyniki symulacji uderzenia zawierają punkty określające wartości średnie t_k i e dla $H = 0,3$ m (rys. 4.17, rys. 4.18, rys. 4.19).

Z analizy rysunków 4.17-4.19 wynika, iż dane uzyskane podczas symulacji procesu uderzenia oraz wyznaczone na podstawie badań doświadczalnych są zbieżne.

Na rysunku 4.20 umieszczono obok siebie wykresy przebiegów przyspieszeń zarejestrowane podczas prób swobodnego spadku ładunku III na nieodkształcalne podłoże z wysokości $H = 0,3$ m (dla których uzyskano $e_{av} = 0,409$ i $t_{kav} = 0,0132$ s) oraz przebiegu przyspieszenia wyznaczonego podczas symulacji procesu uderzenia (oznaczonego odnośnikiem 1). Przedstawione krzywe wykazują duże podobieństwo kształtów wykreślonych charakterystyk przyspieszeń oraz uzyskiwanie porównywalnych wartości maksymalnych przyspieszeń.



Rys. 4.20. Wykres symulacji uderzenia (krzywa oznaczona odnośnikiem 1) oraz wykresy przebiegów uderzeń zarejestrowanych podczas badań doświadczalnych; ładunek III wypełniony materiałem przeciwwstrząsowym wykonanym ze styropianu EPS 100 [115], $H = 0,3$ m, $b_p = 9,2 \cdot 10^5$ Nskg $^{-0,4}$ m $^{-3}$, $k_p = 8 \cdot 10^9$ Nm $^{-4}$, $m_p = 0,5$ kg

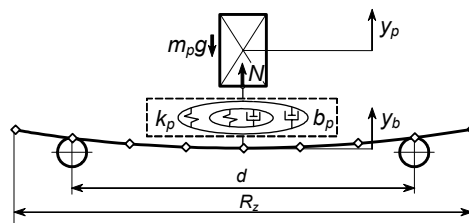
4.3. Badanie doświadczalne przeciążeń podczas swobodnego spadku ładunku na sprężystą belkę

4.3.1. Metoda badań zderzenia ładunku z podatną przeszkodą

Wykorzystana podczas badań uderu belka (rys. 4.21) traktowana jest jako model materialny członu roboczego manipulatora – stanowiącego przeszkodę o zadanej masie, sztywności i tłumieniu wewnętrznym.

Parametry mechaniczne ładunku (współczynniki tłumienia i sztywności) przyjęto na podstawie wyników badań doświadczalnych swobodnego spadku na nieodkształcalne podłoże (przedstawionych w poprzednim podrozdziale).

Podczas modelowania przebiegu uderzenia (rys. 4.21) belka poddana jest dyskretyzacji wg metody odkształcalnych elementów skończonych *OES* (podobnie jak w opisie zderzenia ładunku z podatną zastawą aktywną, przedstawionym w podrozdziałach 3.2 i 3.3). Jako elementy dyskretne zastosowano dwuwęzłowe elementy belkowe (zgodnie z rys. 3.2b). Każdy węzeł belki podlega przemieszczeniu translacyjnemu q_3 i rotacyjnemu q_5 (rys. 3.2b). Przyjęto ponadto założenie, że ładunek jednostkowy podczas zderzenia z belką realizuje ruch o jednym stopniu swobody – zgodnie z osią y_p (rys. 4.21).



Rys. 4.21. Model fizyczny zderzenia ładunku ze sprężystą belką

Biorąc pod uwagę wyżej przyjęte ustalenia oraz oznaczenia przedstawione na rysunku 4.21 ruch ładunku i belki można opisać układem równań:

$$\begin{cases} M_b \ddot{q} + B_b \dot{q} + K_b q = Q \\ m_p \ddot{y}_p = N - m_p g \end{cases} \quad (4.21)$$

gdzie:

- M_b, B_b, K_b – macierze bezwładności, tłumienia i sztywności modelu dyskretnego belki o wymiarach $n \times n$,
- $n = 2(n_{OES} + 1)$ – liczba stopni swobody węzłów modelu dyskretnego belki,
- n_{OES} – liczba elementów dyskretnych *OES* belki (podczas badań przyjęto $n_{OES} = 20$),
- Q – wektor uogólnionych sił wymuszających ruch belki o wymiarze $n \times 1$,
- D – odkształcenie ładunku wymagane w równaniu reakcji sił udaru N (4.16):

$$D = y_b - y_p \quad (4.22)$$

- y_p, y_b – współrzędne położenia ładunku i znajdującego się z nim w kontakcie węzła elementu skończonego belki (rys. 4.21),
- m_p – masa ładunku,
- b_p, k_p – współczynniki tłumienia i sztywności ładunku jednostkowego; na podstawie wyników badań ładunku III (tab. 1) przedstawionych w punkcie 4.2.4: $b_p = 9,2 \cdot 10^5 \text{ Nskg}^{-0,4} \text{m}^{-3}$ i $k_p = 8 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-4}$.

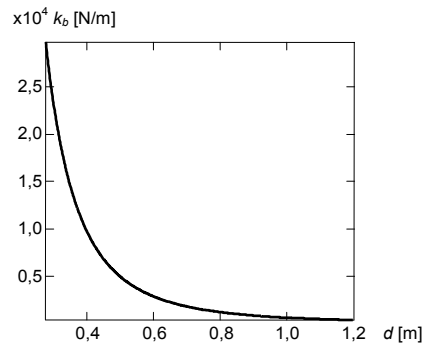
4.3.2. Warunki badań swobodnego spadku obiektu na sprężystą belkę

W badaniach doświadczalnych zastosowano belkę sprężystą wykonaną ze stali ($E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa – moduł Younga, $G = 8 \cdot 10^4$ MPa – moduł Kirchhoffa, $\zeta = 2 \cdot 10^6$ Ns/m² – tłumienie materiałowe [57, 62], $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ kg/m³ – gęstość) o wymiarach $z \times h \times R_z = 0,15 \text{ m} \times 0,0017 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$. Ma ona stałą grubość i szerokość na całej długości. Parametry belki są dobrane tak, by podczas eksperymentu upadku ładunku III (tab. 1) maksymalne ugięcie belki nie przekraczało 0,08 m. Belka jest podparta na dwóch podporach o regulowanym rozstawie d . Możliwość dokonywania zmian rozstawu podpór d pozwala na dobór sztywności belki.

Wykonywano dwa rodzaje prób doświadczalnych:

- swobodny spadek ładunku z wysokości $H = [0,15; 0,3; 0,45; 0,6]$ m na belkę spoczywającą na podporach o stałym rozstawie $d = 1,1$ m (belka o stałej sztywności),
- swobodny spadek ładunku ze stałej wysokości $H = 0,3$ m na belkę sprężystą spoczywającą na podporach o rozstawie $d = [1,1; 0,825; 0,55; 0,275]$ m (belka o zmiennej sztywności; wykres sztywności belki w funkcji odległości pomiędzy podporami przedstawiono na rys. 4.22).

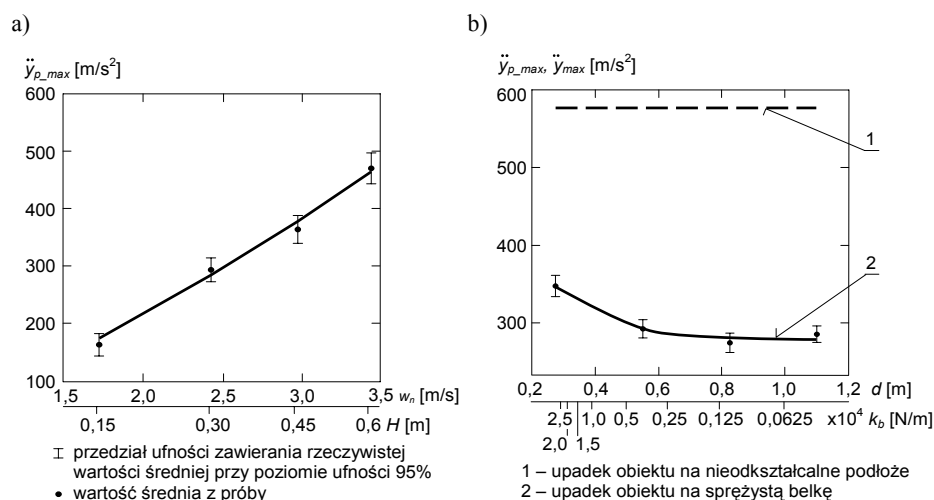
Podczas badań ładunek III o masie 0,5 kg (tab. 1) uderza w środkową część belki. Ładunek dla danej wysokości spadku H i rozstawu podpór belki d zrzucany był pięciokrotnie na ściany ładunku odpowiadające trzem prostopadłym kierunkom: x , y , z (podobnie jak w punkcie 4.2.3).



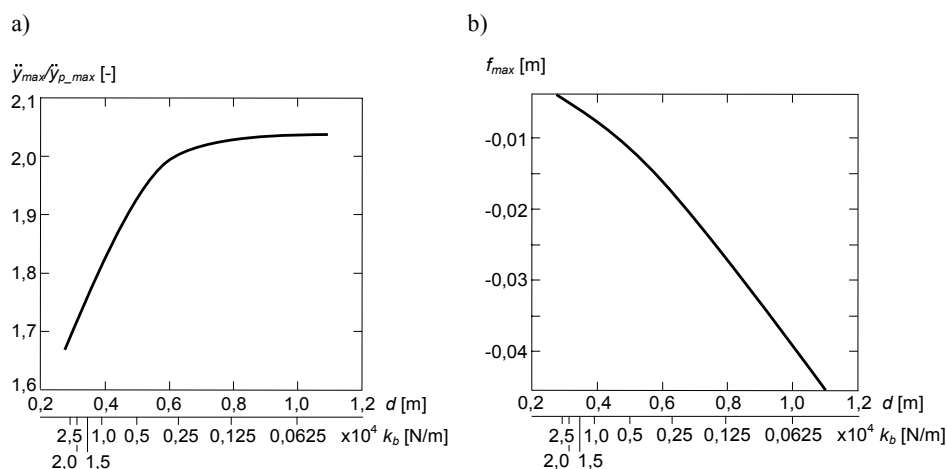
Rys. 4.22. Sztywność belki wykonanej ze stali w funkcji odległości d pomiędzy podporami

4.3.3. Wyniki badań

Na rysunku 4.23 przedstawiono wykresy przyspieszeń obiektu uzyskane podczas badań doświadczalnych i symulacyjnych udaru przy swobodnym spadku ładunku na sprężystą belkę. Dane dotyczące badań doświadczalnych odzwierciedlono za pośrednictwem przedziałów ufności zawierania rzeczywistej wartości średniej przy poziomie ufności 95%. Wartości średnie oznaczono za pomocą zaczerpniętych punktów. Wyniki symulacji udaru (wg modelu (4.21)) przedstawiono za pomocą grubej linii. Wykres na rysunku 4.23a dotyczy prób upadku obiektu z różnych wysokości na belkę o stałej sztywności ($d = 1,1$ m), a na rysunku 4.23b – upadku obiektu ze stałej wysokości ($H = 0,3$ m) na belkę o różnych sztywnościach. Wyniki badań numerycznych i doświadczalnych są zbieżne dla różnych warunków początkowych udaru.



Rys. 4.23. Wyniki badań swobodnego spadku ładunku na sprężystą belkę: a) belka podparta symetrycznie na dwóch podporach przesuwnych o rozstawie $d = 1,1$ m oraz spadek obiektu z wysokości $H = [0,15; 0,3; 0,45; 0,6]$ m, b) belka podparta na podporach przesuwnych o rozstawie $d = [1,1; 0,825; 0,55; 0,275]$ m oraz spadek obiektu z wysokości $H = 0,3$ m; k_b – sztywność belki podpartej symetrycznie na dwóch podporach o rozstawie d , \ddot{y}_{p_max} i \ddot{y}_{max} – maksymalne przyspieszenie obiektu uzyskane podczas prób upadku na sprężystą belkę i nieodkształcalne podłoże



Rys. 4.24. Analiza skutków zderzenia obiektu z belką: a) iloraz przyspieszeń obiektu osiągnięty przy swobodnym spadku obiektu na nieodkształcalne podłoże \ddot{y}_{max} i na belkę sprężystą \ddot{y}_{p_max} (na podstawie rysunku 4.23b), b) maksymalne ugięcie belki; $d = [1,1; 0,825; 0,55; 0,275]$ m, $H = 0,3$ m

Na rysunku 4.23b wyznaczono ponadto krzywą (linia przerywana oznaczona odnośnikiem (1)) odnoszącą się do oddziaływań dynamicznych wywieranych na obiekt podczas upadku na nieodkształcalne podłoże (z wysokości $H = 0,3$ m). Położenie tej krzywej

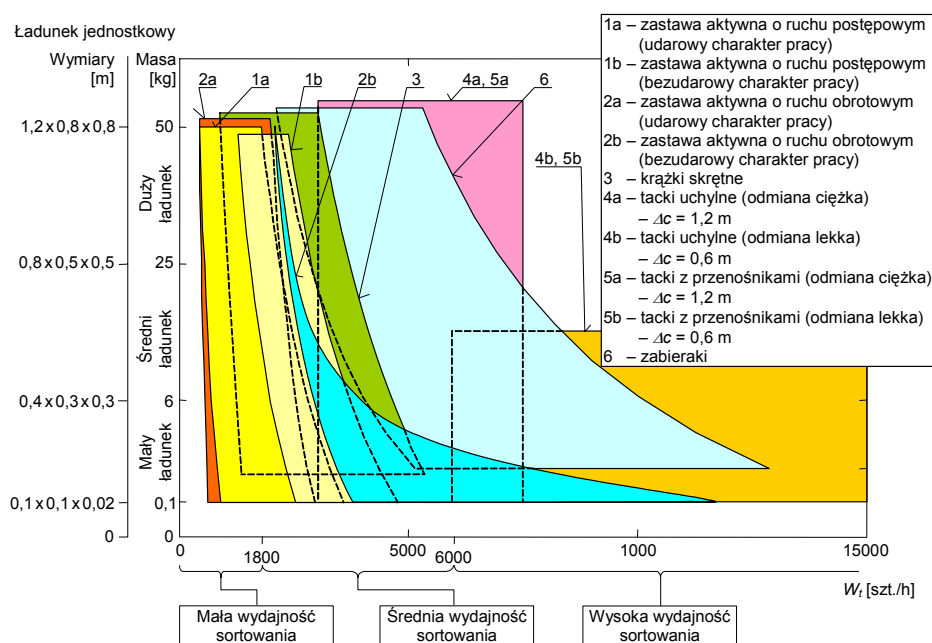
w odniesieniu do linii ciągłej (oznaczonej odnośnikiem (2)) określa poziom złagodzenia przeciążeń dynamicznych wywieranych na obiekt podczas udaru w wyniku zastąpienia sztywnej przeszkody przeszkodą podatną o zadanej sztywności. Graficzną interpretację tego złagodzenia (wyrażonego ilorazem przyspieszeń \ddot{y}_{\max} i $\ddot{y}_{p_{\max}}$) przedstawiono na rysunku 4.24a. Wykres (rys. 4.24a) charakteryzuje się dwuetapowością przebiegu dotyczącą małej i wysokiej sztywności belki. W przypadku rozstawu podpór ok. $d > 0,55$ m uzyskuje się dużą efektywność obniżenia skutków udaru, a po osiągnięciu odległości $d < 0,55$ m – następuje znaczący spadek skuteczności łagodzenia przeciążeń (spowodowany intensywnym przyrostem sztywności belki, wg rysunku 4.22).

Wykres maksymalnego ugięcia belki w funkcji rozstawu podpór (opracowany na podstawie modelu (4.21)) przedstawiono na rysunku 4.24b. Maksymalne odkształcenie belki spowodowane udarem obiektu upadającego z wysokości $H = 0,3$ m osiąga wartość ok. 0,045 m.

5. ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW

5.1. Ogólne zalecenia stosowania poszczególnych grup bezchwytekowych manipulatorów sortujących

Przedstawione na rysunkach 5.1÷5.6 dane stanowią syntezę wartości podstawowych cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych manipulatorów specjalizowanych do sortowania potoku ładunków jednostkowych, opracowaną na podstawie wyników optymalizacji numerycznej przedstawionej w rozdziale 3.



Rys. 5.1. Przestrzeń rozwiązań konstrukcyjnych manipulatorów do sortowania strumieni ładunków jednostkowych

Badano potencjalne zdolności użytkowe wybranych struktur kinematycznych manipulatorów w zakresie sortowania prostopadłościennych obiektów (prostokątnych w rzucie na płaszczyznę przenośnika) o długości $A \in \langle 0,1; 1,2 \rangle$ m i szerokości $B \in \langle 0,1; 0,8 \rangle$ m przy prędkości unoszenia potoku ładunków $v \in \langle 0,2; 2,5 \rangle$ m/s i szerokości przenośnika głównego $s = 0,7$ m. Uwzględniono najbardziej kłopotliwe warianty ułożenia potoku ładunków dla uzyskania pomyślnego przebiegu procesu sortowania. Warianty te wynikają z kojarzenia skrajnych wartości parametrów obiektów: ich wymiarów geometrycznych, rozmieszczenia gęstości, właściwości ciernych, położenia początkowego na przenośniku głównym. Przyjęte dopuszczalne oddziaływanie dynamiczne, na jakie mogą być narażone sortowane obiekty, równoważne jest przeciążeniu powstałemu podczas uderzenia obiektu przy swobodnym spadku na nieodkształcalne podłoże z wysokości $H_{dop} = 0,3$ m.

Przedstawione na rysunkach wartości cech użytkowych manipulatorów oznaczono przez zacienione obszary. Każdy manipulator ma przypisany obszar o innym odcieniu wypełnienia, którego znaczenie objaśniono w legendzie rysunku. Interpretacja oznaczeń występujących na wszystkich rysunkach jest wspólna. Jednoczesne odwzorowywanie właściwości kilku manipulatorów na jednym rysunku prowadzi niekiedy do pokrywania i wzajemnego zasłaniania obszarów przypisanych manipulatorom. W celu umożliwienia ich pełnej identyfikacji, każdy obszar przynajmniej częściowo jest narysowany na pierwszym planie, a zasłonięte krawędzie odwzorowane są linią przerywaną. W przypadku kilku obszarów wystąpiły trudności w ich ukazaniu na pierwszym planie – chociażby częściowym. Poprawę „widoczności” tych pól uzyskano przez ich nieznaczne „wyciągnięcie” poza deklarowaną maksymalną wartość wymiarów obiektów – stąd wykraczanie niektórych obszarów poza wymiary $1,2\text{ m} \times 0,8\text{ m} \times 0,8\text{ m}$.

Podział wydajności sortowania manipulatorów na zakresy (małą, średnią i wysoką – rys. 5.1) oparto na określeniach wykorzystanych w pracy [143], a podział dotyczący rozmiarów ładunków (małe, średnie i duże) – w pracy [136]. Podziały wytyczają pasma kojarzące grupy manipulatorów z cechami procesu sortowania – przyporządkowują odpowiednie rozwiązanie techniczne w odniesieniu do oczekiwań eksploatacyjnych.

W oznaczeniach manipulatorów z zastawą aktywną wyróżniono odmiany uwzględniające charakter ich pracy: udarowy (1a, 2a) lub bezudarowy (1b, 2b). Przyjęte odmiany wynikają ze sposobu organizacji potoku ładunków na przenośniku, który decyduje o tym, czy podczas sortowania dochodzi do zderzenia obiektu z zastawą, czy też następuje jego bezudarowy ślizg wzdłuż zastawy.

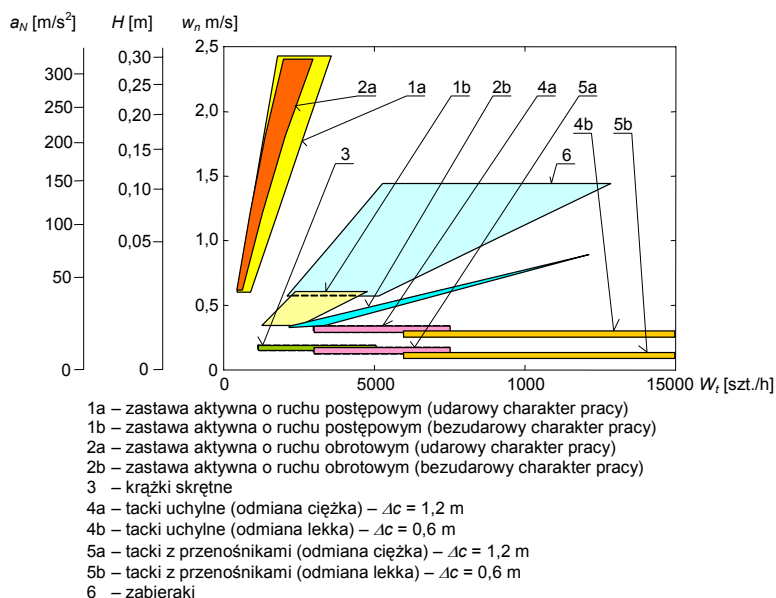
Wydajność sortowania manipulatorów tackowych jest ściśle związana z rozmiarem zastosowanych tacek – nie z rozmiarami obiektów spoczywających na ich powierzchniach nośnych. Największy przewidywany do sortowania obiekt powinien w całości mieścić się we wnętrzu tacki. Z tego względu wykreślone na rysunku 5.1 obszary dotyczące tackowych urządzeń sortujących mają kształty prostokątów.

Podział manipulatorów tackowych na odmiany: ciężką (4a, 5a) i lekką (4b, 5b) poddyktowany był względem ekonomicznym: tacki lekkie projektowane są dla obiektów o małych wymiarach, a ciężkie – dla obiektów o wymiarach dużych [136].

Dane dotyczące urządzeń tackowych z przenośnikami (5a, 5b) charakteryzują bliskie powinowactwo tych urządzeń do manipulatorów tackowych uchylnych (4a, 4b) w zakresie osiągniętej wydajności sortowania w funkcji wymiarów obiektów (rys. 5.1) i prędkości unoszenia przenośnika (rysunki 5.3 i 5.4). Różnica pomiędzy tymi rozwiązaniami dotyczy poziomu oddziaływań dynamicznych wywieranych na obiekty (rys. 5.2) oraz właściwości ciernych obiektów przewidzianych do sortowania. W przypadku tacek z przenośnikami obiekty narażone są na przeciążenie dynamiczne, którego wartości wynikają z reakcji sił sprzężenia ciernego występującego pomiędzy obiektem a czynną powierzchnią nośną manipulatora – podobnie jak w przypadku manipulatora z krążkami skrętnymi (3). Przyspieszenie, z jakim tacki uchylne oddziałują na obiekt, może być większe – osiągnąć ok. 1,5-krotności przyspieszenia ziemskiego (wg rysunku 3.56a). Manipulatory z tackami uchylnymi nie są przeznaczone do sortowania obiektów o zbyt dużych właściwościach ciernych. Manipulatory z tackami z przenośnikami tego ograniczenia nie posiadają – przenośniki pokrywające tacki wykonywane są z tworzyw o dużej przyczepności – znacznie większej niż w przypadku powierzchni tacek uchylnych.

Krawędziom ograniczającym obszary z lewej strony (przedstawionym na rysunku 5.1) odpowiada wydajność sortowania uzyskiwana przy minimalnym przeciążeniu dynamicznym wywieranym na ładunki (rys. 5.2) i przy małej prędkości unoszenia prze-

nośnika (rysunki 5.3 i 5.4). Przemieszczenie się w obrębie obszaru w kierunku prawej krawędzi oznacza uzyskiwanie większej wydajności sortowania, wzrost przeciążeń nadawanych ładunkowi i prędkości unoszenia przenośnika.

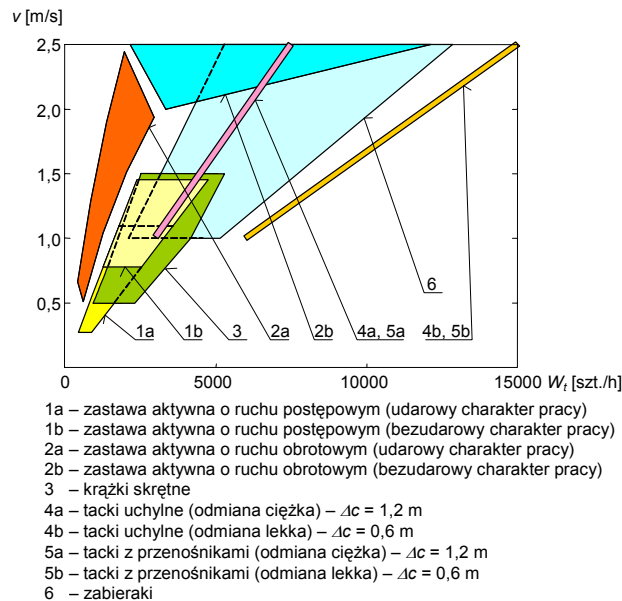


Rys. 5.2. Przestrzeń obciążeń mechanicznych wywieranych na obiekty przez manipulatory: a_N – przyspieszenie nadawane obiektowi, H – wysokość swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże, w_n – względna prędkość zderzenia obiektu z elementem wykonawczym w kierunku normalnym

W przypadku manipulatorów tackowych (4a, 4b, 5a, 5b) i z krążkami skrętnymi (3) wzrost wydajności sortowania ma niewielki wpływ na zmianę wartości przeciążenia obiektów (rys. 5.2) – w przeciwieństwie do manipulatorów z zastawami aktywnymi (1a, 1b, 2a, 2b) i zabierakami (6).

Krawędzie z lewej strony obszarów przedstawionych na rysunkach 5.2 i 5.3 wyznaczają wydajność sortowania ładunków o maksymalnych wymiarach, a prawe krawędzie – ładunków o wymiarach minimalnych. Regule tej oczywiście nie podlegają manipulatory tackowe (4a, 4b, 5a, 5b).

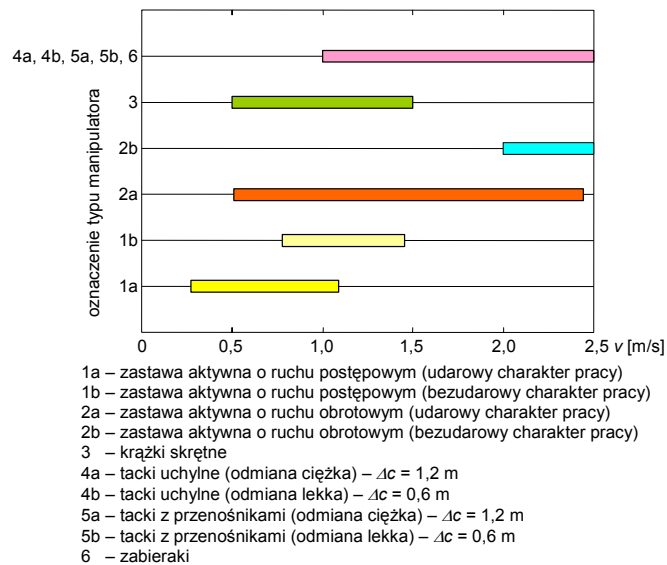
Przedstawione na rysunku 5.2 wartości oddziaływań dynamicznych wywieranych na obiekty przez manipulatory wyrażone są poprzez prędkość uderu w_n , wysokość H swobodnego spadku ładunku na nieodkształcalne podłoże oraz przyspieszenie a_N . Wartości liczbowe poszczególnych wielkości zostały tak określone, by odtwarzały relacje występujące pomiędzy nimi podczas uderu ładunku I (w podrozdziale 4.3, wg tabeli 1 – ładunek testowy z umieszczonym w jego wnętrzu rejestratorem przyspieszeń otoczoną gąbką o grubości 0,03 m [101, 109]) przy swobodnym spadku z wysokości H na nieodkształcalne podłoże. Przeliczenie prędkości uderu w_n na adekwatne przyspieszenie nadawane ładunkowi nie uwzględnia podatności elementów wykonawczych manipulatorów. Wpływ tej podatności na łagodzenie oddziaływań dynamicznych wywieranych na obiekty przedstawiony jest w podrozdziałach 4.3 i 5.3.



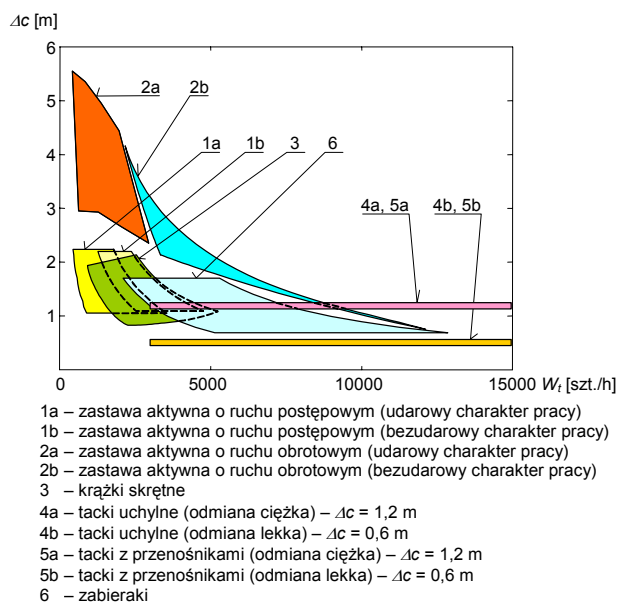
Rys. 5.3. Przestrzeń prędkości unoszenia strumienia ładunków jednostkowych podczas sortowania

Wykres na rysunku 5.4 opracowano na podstawie informacji zawartych na rysunku 5.3, wykorzystując jedną współzrzedną danych – preferowaną prędkość unoszenia potoku ładunków. Zalecenie sortowania obiektów w zakresie małych prędkości unoszenia przenośnika głównego odnosi się do manipulatorów z zastawami aktywnymi o ruchu postępowym (1a, 1b) i manipulatorów z krążkami skrętnymi (3). Większa prędkość unoszenia potoku ładunków właściwa jest dla pracy manipulatorów: tackowych (4a, 4b, 5a, 5b), z zastawą aktywną o ruchu obrotowym (2a, 2b) i z zabierakami (6).

Jedną z podstawowych cech charakteryzujących potok ładunków poddawanych procesowi automatycznego sortowania jest odległość Δc pomiędzy czołami transportowanych obiektów. Odległość ta powinna być tak dobrana, aby otrzymać ciągłe i bezkolizyjne zasilanie przestrzeni roboczej manipulatora. Zależności występujące między wydajnością sortowania manipulatorów a zalecaną odległością pomiędzy czołami ładunków transportowanych na przenośniku głównym przedstawiono na rysunku 5.5. Górne krawędzie obszarów (prezentowanych na rysunku) odnoszą się do obiektów o maksymalnych wymiarach zewnętrznych, dolne – do obiektów o wymiarach minimalnych. Wymagana odległość Δc staje się coraz mniejsza wraz ze wzrostem wydajności sortowania (wyłączając manipulatory tackowe – (4a), (4b), (5a), (5b)). Uzyskany efekt jest skutkiem naturalnej zależności pomiędzy wymiarem ładunku a wydajnością sortowania: im ładunek mniejszy, tym możliwa mniejsza odległość Δc oraz większa wydajność sortowania (rys. 5.1). Wymóg zastosowania największej odległości ($\Delta c \cong 5,5$ m) przypisany jest manipulatorom z zastawą aktywną o ruchu obrotowym (2a) i (2b), a najmniejszej ($\Delta c \cong 0,6$ m) – manipulatorom z tackami (4b) i (5b).



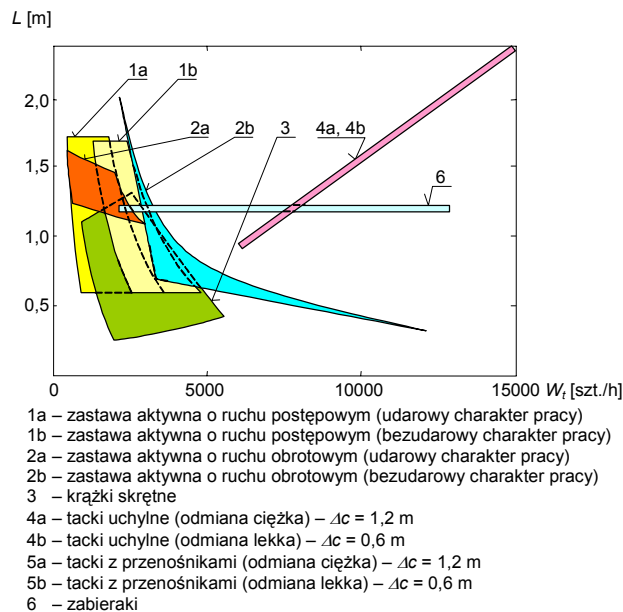
Rys. 5.4. Prędkość ruchu przenośników współpracujących z manipulatorami sortującymi (na podstawie danych z rysunku 5.3)



Rys. 5.5. Odległość pomiędzy czołami ładunków transportowanych w potoku głównym zapewniająca nieprzerwane i bezkolizyjne zasilanie manipulatorów

Zacienione obszary przedstawione na rysunku 5.6 wyznaczają minimalne długości przestrzeni roboczych zajmowanych przez manipulatory. Długości te jednocześnie określają minimalne odległości pomiędzy ześlizgami odbiorczymi, stanowiąc tym samym o liczbie kierunków rozdziału przypadających na jednostkę długości linii automa-

tycznego sortowania. Najdłuższą przestrzenią roboczą wyróżniają się manipulatory z tackami uchylnymi (4a) i (4b), a najkrótszą – manipulatory z krążkami skrętnymi (3). Manipulator z zastawą aktywną o ruchu obrotowym (2b) może być jednocześnie zaliczony do urządzeń sortujących o najkrótszej wymaganej przestrzeni roboczej (w przypadku rozdziału ładunków o minimalnych wymiarach, transportowanych z dużą prędkością unoszenia) oraz do urządzeń o dużej długości tej przestrzeni (w przypadku sortowania ładunków o maksymalnych rozmiarach). Długość przestrzeni roboczej manipulatora z zabierakami (6) nie zależy od wydajności sortowania.



Rys. 5.6. Zakresy minimalnych długości przestrzeni roboczych manipulatorów

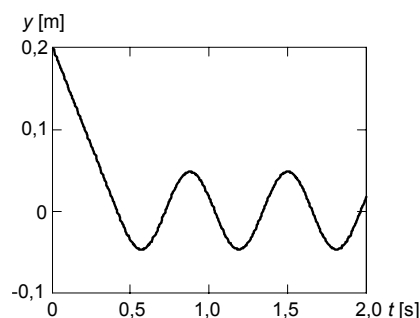
5.2. Ocena wpływu modeli współczynnika tarcia na przebieg procesu manipulowania ładunkami

Kwestię ewentualnego wykorzystania klasycznych stałych charakterystyk współczynników tarcia (rys. 2.10, [151]) w modelu procesu manipulowania ładunkami rozstrzygnięto na podstawie różnic wyników badań numerycznych uwzględniających analizowane charakterystyki w odniesieniu do „wzorcowej” charakterystyki krzywoliniowej (opracowanej w podrozdziale 4.1 – rys. 4.7b). Wartości tych rozbieżności określono za pomocą symulacji wybranych procesów manipulowania: pozycjonowania obiektów układem przeciwbieżnych pól sił tarcia (rys. 4.1), sortowania manipulatorem z krążkami skrętnymi (rys. 3.29) oraz sortowania zastawą aktywną o ruchu obrotowym (rys. 3.1). Podczas badań przyjęto, iż przebiegi współczynników tarcia przedstawione na rysunkach 4.7b, 2.10b i 2.10a identyfikowane są odpowiednio jako: model 1, model 2 i model 3. Występujące w tych modelach parametry μ_0 i μ_G wynoszą: 0,65 i 0,46.

Dążenie do zastosowania klasycznych współczynników tarcia wynika z prostoty ich zapisu matematycznego. Właściwości ciał przedstawione za pomocą modelu

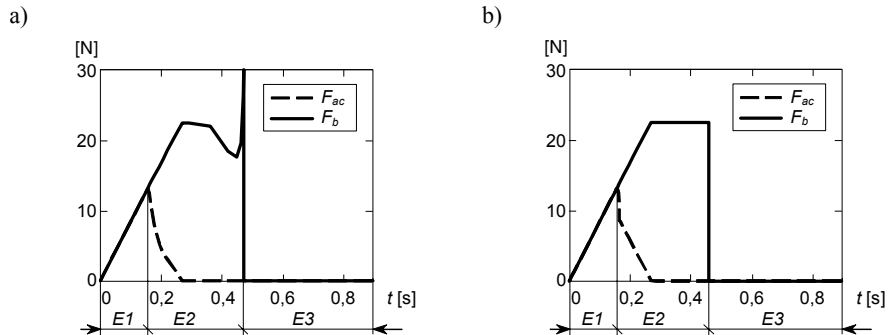
z rysunku 2.10b wymagają określenia wartości dwóch parametrów, a za pomocą modelu z rysunku 2.10a – tylko jednego. Charakterystyka współczynnika tarcia opracowana na podstawie badań doświadczalnych (rys. 4.7b) wymaga wyznaczenia aż 12 parametrów – 6 punktów kontrolnych krzywej B-sklejanej.

Skuteczność modelu 1 w odwzorowywaniu cech przebiegu procesu pozycjonowania ładunków układem przeciwbieżnych pól sił tarcia została potwierdzona wynikami badań doświadczalnych przedstawionymi w podrozdziale 4.1 – rysunki 4.8 i 4.9. Obiekt podczas pozycjonowania powinien realizować tłumiony ruch oscylacyjny. Symulacja przebiegu tego procesu za pomocą klasycznych modeli współczynnika tarcia prowadzi do osiągnięcia jednakowego efektu – nietłumionego ruchu oscylacyjnego – rysunek 5.7. Rezultat ten świadczy o ułomności modeli 2 i 3 w tym zastosowaniu. Rozbieżność uzyskanych wyników prowadzi do radykalnie odmiennych wniosków. Brak wygasania ruchu oscylacyjnego wskazywałby na niecelowość i porażkę rozpatrywanej idei pozycjonowania obiektu – tj. brak zajęcia przez obiekt położenia równowagi trwałej, znajdującego się na granicy oddziaływań stref tarcia a i c (oznaczenia wg rysunku 4.1).

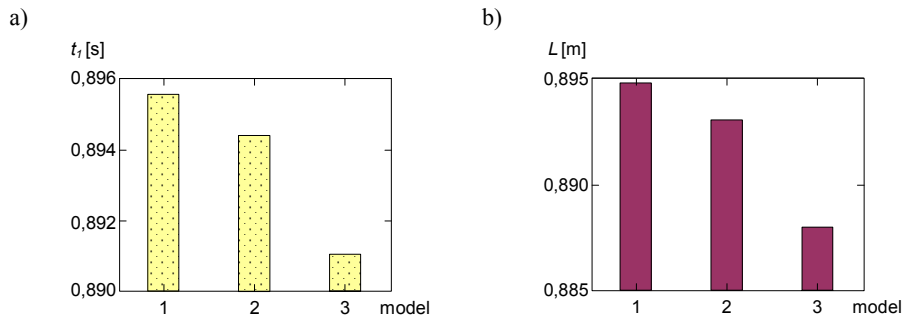


Rys. 5.7. Tor ruchu ładunku pozycjonowanego układem przeciwbieżnych pól sił tarcia wyznaczony na podstawie współczynników tarcia wg modeli 2 i 3; $v = 0,37$ m/s, $A \times B = 0,4 \text{ m} \times 0,3 \text{ m}$

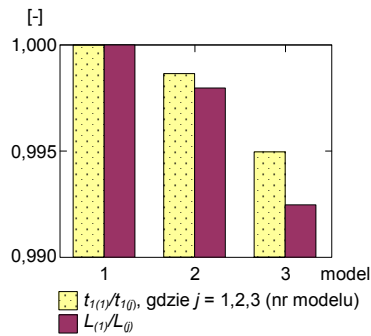
Przebiegi sił tarcia występujących pomiędzy obiektem a powierzchnią nośną manipulatora sortującego z krążkami skrętnymi przedstawiono na rysunku 5.8. Przyjęto następujące założenia: $\alpha = 45^\circ$, $v = 1,5$ m/s, $m_p = 5$ kg, $A \times B = 0,4 \text{ m} \times 0,26 \text{ m}$, $s = 0,7$ m, $b \rightarrow \infty$ (oznaczenia wg rysunków 3.29 i 3.31). Na rysunku 5.8a odwzorowano wyniki symulacji uwzględniającej model 1, a na rysunku 5.8b – modele 2 i 3. Zasadnicza różnica pomiędzy wyznaczonymi wykresami dotyczy przebiegu siły tarcia F_b tuż przed końcem jej aktywności. W przypadku modelu 1 (rys. 5.8a) w końcowym odcinku etapu $E2$ (oznaczenie wg rysunku 3.35) następuje gwałtowny wzrost tej siły. Wykres wpływu powstałej różnicy na podstawowe parametry procesu sortowania (czas ruchu roboczego t_l krążków skrętnych i długość L wymaganej przestrzeni roboczej manipulatora) zaprezentowano na rysunku 5.9. Rozbieżności pomiędzy parametrami procesu sortowania wyznaczonymi na podstawie modeli 1, 2 i 3 są nieznaczne. Świadczą o tym dane z rysunku 5.10 (opracowane na podstawie rysunku 5.9). Dane te przedstawiają względne parametry pracy manipulatora odniesione do wyników uzyskanych za pomocą modelu 1. Rozrzut wyników modeli klasycznych 2 i 3 względem modelu 1 nie przekracza wartości 0,01 (1%).



Rys. 5.8. Siły tarcia F_{ac} i F_b wywierane na obiekt podczas sortowania manipulatorem z krążkami skrętnymi: a) dla modelu 1, b) dla modeli 2 i 3; etapy ruchu ładunku wg rysunku 3.35: $E1$ – ruch ustalony I, $E2$ – ruch niustalony, $E3$ – ruch ustalony II; $\alpha = 45^\circ$, $v = 1,5$ m/s, $m_p = 5$ kg, $A \times B = 0,4$ m \times 0,26 m, $s = 0,7$ m, $b \rightarrow \infty$



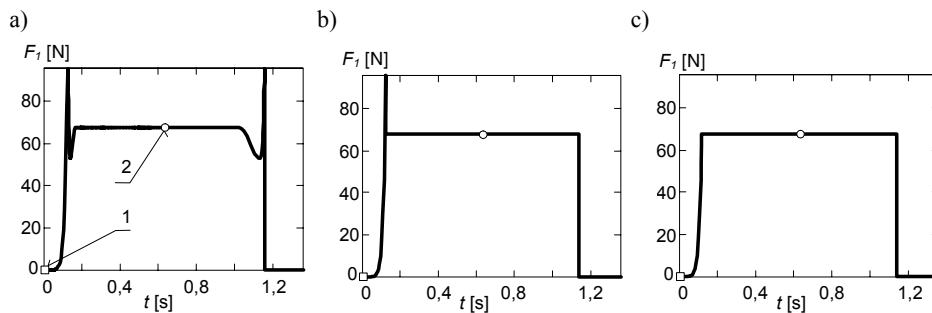
Rys. 5.9. Parametry pracy manipulatora z krążkami skrętnymi: a) czas ruchu roboczego krążków skrętnych, b) długość przestrzeni roboczej manipulatora



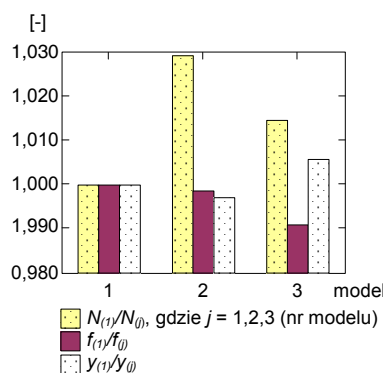
Rys. 5.10. Względne parametry pracy manipulatora z krążkami skrętnymi $t_{1(j)}/t_{1(1)}$ i $L_{(1)}/L_{(j)}$ opracowane na podstawie rysunku 5.9, gdzie $j = 1, 2$ i 3

Na rysunku 5.11 przedstawiono wykresy przebiegów sił tarcia występujących między powierzchnią nośną przenośnika a obiektem sortowanym manipulatorem z zastawą aktywną o ruchu obrotowym. Podczas symulacji sortowania realizowano bezударowy ślizg ładunku wzdłuż zastawy, uwzględniając: zastawę wykonaną z poli-

amidu PA6 [53] o wymiarach $z \times h_l \times R_z = 0,1 \text{ m} \times 0,08 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$ oraz $\alpha_k = 40^\circ$, $t_l = 0,68 \text{ s}$, $v = 2,0 \text{ m/s}$, $m_p = 15 \text{ kg}$, $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\Delta s = 0 \text{ m}$, $\phi = 0^\circ$ (oznaczenia wg rysunków 3.1 i 3.2). Przekrój zastawy jest tak dobrany, by maksymalne ugięcie jej końca (podczas ewentualnego zderzenia z sortowanym obiektem) nie przekraczało wartości $0,08 \text{ m}$. Oznaczony na wykresach punkt 1 odnosi się do chwili inicjacji kontaktu ładunku z zastawą, a punkt 2 – końca tego kontaktu. Prezentowane wykresy różnią się początkowym i końcowym przebiegiem sił tarcia – odpowiadającym chwilom inicjacji i zaniku prędkości poślizgu. Wykres wpływu różnic opisu sił tarcia w zakresie około „zerowych” prędkości poślizgu na parametry procesu sortowania przedstawiono na rysunku 5.12. Rozpatrywano jedne z istotniejszych parametrów: siłę reakcji N wywieraną na obiekt przez zastawę, ugięcie f końca zastawy oraz odległość y przemieszczenia ładunku w kierunku poprzecznym do osi przenośnika głównego. Poszczególne parametry wyrażone są poprzez niemianowane wartości względne – odniesione do wyników uzyskanych na podstawie modelu 1 (traktowanego jako model „bazowy”). Rozrzut wyników modeli klasycznych 2 i 3 względem modelu 1 dochodzi do $0,03 \text{ (3\%)}$.



Rys. 5.11. Siła tarcia F_f wywierana na obiekt podczas sortowania manipulatorem z zastawą aktywną o ruchu obrotowym (1 – inicjacja kontaktu obiektu z zastawą, 2 – początek ruchu swobodnego obiektu): a) dla modelu 1, b) dla modelu 2, c) dla modelu 3; pozostałe dane: zastawa wykonana z poliamidu PA6 [53] o wymiarach $z \times h_l \times R_z = 0,1 \text{ m} \times 0,08 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$, $\alpha_k = 40^\circ$, $t_l = 0,68 \text{ s}$, $v = 2,0 \text{ m/s}$, $m_p = 15 \text{ kg}$, $A \times B = 0,7 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\Delta s = 0 \text{ m}$, $\phi = 0^\circ$



Rys. 5.12. Parametry pracy manipulatora wyrażone przez wartości względne – odniesione do wyników uzyskanych za pomocą modelu 1: $N_{(j)}/N_{(1)}$, $f_{(j)}/f_{(1)}$ i $y_{(j)}/y_{(1)}$, gdzie $j = 1, 2$ i 3

W efekcie przeprowadzonych badań stwierdzono, że nieliniowy model współczynnika tarcia (opracowany w podrozdziale 4.1) ma fundamentalne znaczenie w przypadku odtwarzania ruchu obiektu w zakresie prędkości poślizgu bliskiej zeru, występującej przez znaczną część procesu manipulowania. Przykładem panowania takich warunków jest proces pozycjonowania układem przeciwbieżnych pól sił tarcia. Ładunki w tym procesie cyklicznie i wielokrotnie osiągają niewielką prędkość poślizgu względem powierzchni nośnej przenośnika. Klasyczne stałe współczynniki tarcia w rozpatrywanym zastosowaniu są całkowicie nieskuteczne.

Inaczej jest w przypadku opisu procesu sortowania. Realizowany jest on zwykle z dużą prędkością poślizgu ładunków, przy minimalnej liczbie przejść pomiędzy stanami tarcia statycznego i kinetycznego, sprawiając, że powstająca rozbieżność pomiędzy wynikami symulacji spowodowana zastosowaniem modeli współczynnika tarcia 1, 2 i 3 jest nieznaczna. Z tego względu współczynnik tarcia opisany tylko jednym parametrem (rys. 2.10a) jest skutecznym narzędziem w odwzorowywaniu przebiegu procesu sortowania ładunków.

5.3. Analiza wpływu podatności członu roboczego manipulatora na narażenie obiektu na przeciążenia dynamiczne

Podstawowym celem kształtowania podatności członów roboczych urządzeń sortujących wyróżniających się udarowym charakterem pracy jest łagodzenie oddziaływań dynamicznych wywieranych na manipulowane obiekty. Wpływ tej podatności na przebieg procesu sortowania i narażenie obiektu na przeciążenia dynamiczne analizowano na przykładzie zastosowania manipulatora z zastawą o ruchu obrotowym (rys. 3.1) i postępowym (rys. 3.18).

Badania symulacyjne prowadzono z uwzględnieniem zastawy o stałej wytrzymałości na zginanie $z \times h_l \times R_z = 0,1 \text{ m} \times 0,08 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$ wykonanej z poliamidu PA6 [53] (oznaczenia wymiarów zastawy wg rysunku 3.2, podobnie jak w przypadku opracowywania rysunków 5.11 i 5.12 przedstawionych w poprzednim podrozdziale), przyjmując $n_{OES} = 20$, $s = 0,7 \text{ m}$, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $b_p = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Nskg}^{-0,4} \text{ m}^{-3}$, $k_p = 1,72 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-4}$. Parametry pracy manipulatora dobrano tak, by można spowodować zderzenie obiektu z zastawą z prędkością odpowiadającą prędkości uzyskiwanej przy swobodnym spadku ciała z wysokości $H = 0,3 \text{ m}$.

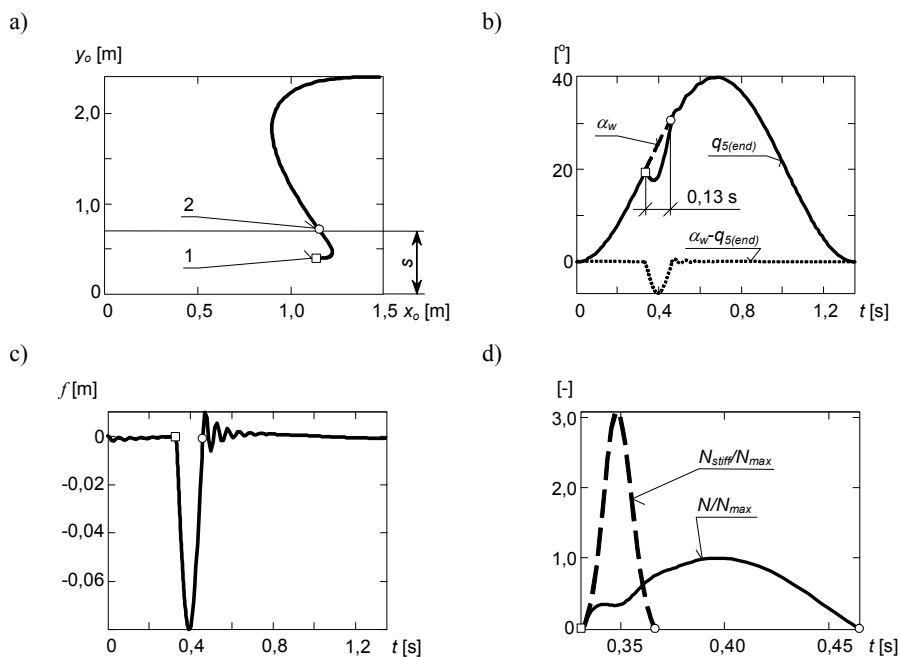
Procesy dynamiczne występujące podczas zderzenia ładunku ($m_p = 15 \text{ kg}$) z zastawą o ruchu obrotowym ($\alpha_k = 40^\circ$, $t_l = 0,68 \text{ s}$, $v = 2 \text{ m/s}$) przedstawiono na rysunku 5.13. Oznaczony na wykresach punkt 1 odnosi się do chwili inicjacji uderzenia, a punkt 2 – końca uderzenia.

Proces uderzenia zaaranżowano w taki sposób, by wygenerować powstawanie maksymalnych oddziaływań dynamicznych. Ładunek przed uderzeniem ustawiano i pozycjonowano na przenośniku w takim położeniu, aby podczas inicjacji uderzenia zastawa uderzała w ładunek częścią najbardziej oddaloną od osi obrotu zastawy, a środek ciężkości ładunku C_s znajdował się na normalnej uderzenia. W takim ustawieniu ładunku względem zastawy (środek ciężkości na normalnej uderzenia) maksymalna siła uderzenia ma wartość taką, jak przy zderzeniu punktu materialnego z przeszkodą. Unika się wtedy utraty energii kinetycznej ładunku na rzecz ruchu obrotowego.

Podczas symulacji udaru utrata kontaktu obiektu z zastawą następuje poza obszarem przenośnika głównego – rysunek 5.13a. Maksymalne ugięcie końca zastawy wynosi

ok. 0,08 m (rys. 5.13c). Ruch oscylacyjny zastawy zostaje wygaszony przed jej powrotem do położenia początkowego, dzięki czemu kolejne wykonywane cykle robocze są wolne od zakłóceń wynikających z przebiegu cykli poprzednich.

Przedstawione na rysunku 5.13d wykresy sił uderu występujące pomiędzy obiektem a zastawą podatną (N) i nieodkształcalną przeszkodą (N_{stiff}) wyrażone są przez wartości względne – odniesione do maksymalnej siły zderzenia obiektu z zastawą podatną N_{max} . Z analizy uzyskanych rezultatów wynika, że podczas uderu (dla przyjętej konfiguracji obiektu i zastawy podatnej) można spodziewać się niemalże trzykrotnego złagodzenia oddziaływań dynamicznych w porównaniu ze zderzeniem obiektu z nieruchomą i nieodkształcalną przeszkodą (synonimem zastawy sztywnej połączonej ze sztywnym układem napędowym, wywierającej najbardziej destrukcyjny wpływ na manipulowane ładunki).

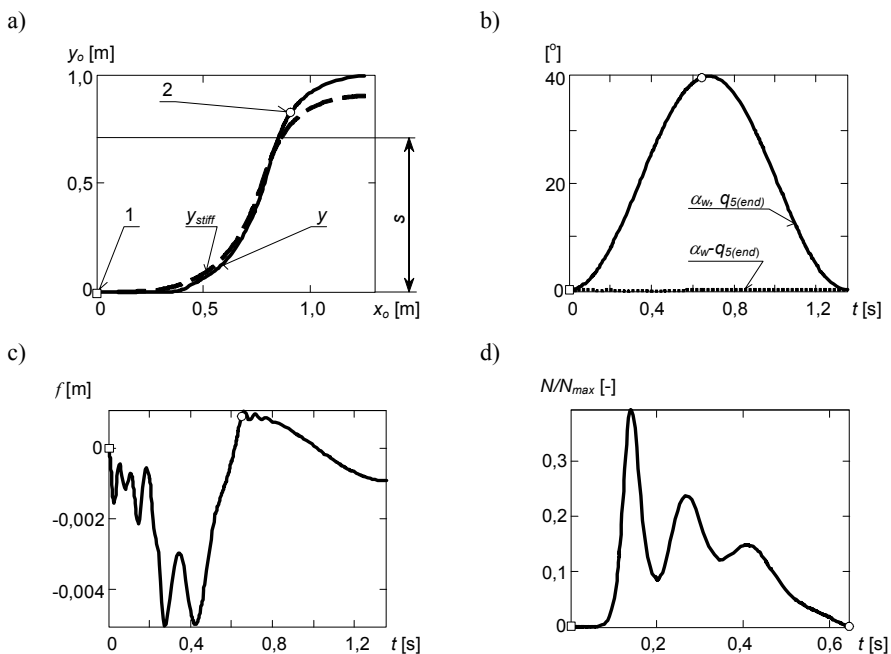


Rys. 5.13. Wyniki symulacji zderzenia obiektu z zastawą o ruchu obrotowym, wykonaną z poliamidu PA6 [53] (1, 2 – początek i koniec procesu uderzenia): a) tor ruchu środka ciężkości obiektu, b) położenie kątowne członu napędzającego zastawę α_w , końca zastawy $q_{5(end)}$ oraz $\alpha_w - q_{5(end)}$, c) ugięcie swobodnego końca zastawy, d) przebieg siły zderzenia obiektu z zastawą podatną (N) oraz z nieodkształcalną przeszkodą (N_{stiff}), wyrażony przez wartości względne – odniesione do maksymalnej siły zderzenia obiektu z zastawą podatną N_{max} ; parametry procesu: przekrój belki $z \times h_l \times R_z = 0,1 \text{ m} \times 0,08 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$, $n_{OES} = 20$, $m_p = 15 \text{ kg}$, $\mu_1 = 0,65$, $\mu_2 = 0,35$, $\alpha_k = 40^\circ$, $t_l = 0,68 \text{ s}$, $v = 2 \text{ m/s}$, $b_p = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Nskg}^{-0,4} \text{ m}^{-3}$, $k_p = 1,72 \cdot 10^9 \text{ Nm}^4$

Przebieg procesu sortowania obiektu położonego przed zgarnięciem przy krawędzi przenośnika ($\Delta s = 0 \text{ m}$) przedstawiono na rysunku 5.14. Parametry konstrukcyjne zastawy pokrywają się z parametrami wykorzystanymi podczas opracowywania rysunku 5.13. Odnosnik 1 wskazuje punkt wyznaczający chwilę, w której następuje inicjacja kontaktu pomiędzy obiektem i zastawą, a odnosnik 2 – koniec tego kontaktu.

Odniesieniem do toru ruchu obiektu wyznaczonego z udziałem zastawy podatnej (oznaczonego linią ciągłą, rys. 5.14a) jest tor opracowany dla zastawy sztywnej wprawianej w ruch sztywnym układem napędowym – krzywa oznaczona linią przerywaną. Obiekt – przemieszczając się wzdłuż zastawy podatnej – uzyskuje większe przemieszczenie w kierunku poprzecznym taśmociągu (rys. 5.14a) niż przy zastosowaniu zastawy sztywnej, powodując tym lepsze warunki do pokonania całej szerokości przenośnika.

Oddziaływanie dynamiczne wywierane na obiekt przez zastawę podczas „bezdaruwego” sortowania (rys. 5.14d) jest zdecydowanie mniejsze niż w przypadku zderzenia tego obiektu z zastawą (rys. 5.13d). Mniejsze jest także ugięcie końca zastawy (rys. 5.14c). Wynika stąd, że o doborze cech konstrukcyjnych członu roboczego rozpatrywanego manipulatora decydować powinna analiza procesu sortowania ograniczona do badania etapu uderzenia ukośnego. Zaprojektowanie zastawy pod kątem zdolności łagodzenia przeciążeń powstałych podczas uderzenia pozwala na poprawny przebieg także innych etapów procesu sortowania – w tym ruchu obiektu wzdłuż zastawy.



Rys. 5.14. Wyniki symulacji ruchu obiektu wzdłuż zastawy (1 – inicjacja kontaktu obiektu z zastawą, 2 – początek ruchu swobodnego obiektu): a) tor ruchu środka ciężkości obiektu wyznaczony dla zastawy podatnej (y) i sztywnej (y_{stiff}), b) położenie katowe członu napędzającego zastawę α_w i końca zastawy $q_{5(end)}$ oraz $\alpha_w - q_{5(end)}$, c) ugięcie swobodnego końca zastawy, d) przebieg siły oddziaływania pomiędzy obiektem a zastawą podatną, wyrażony przez wartość względną – odniesienie siły wywieranej na obiekt przemieszczający się wzdłuż zastawy do maksymalnej siły powstającej przy zderzeniu tego obiektu z zastawą podatną N_{max} ; parametry procesu jak dla rysunku 5.13

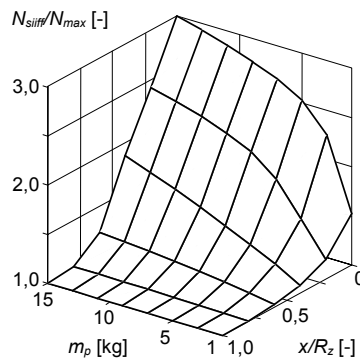
Efektywność łagodzenia skutków zderzenia obiektu z zastawą podatną o ruchu postępowym ($t_l = 0,46$ s, $v = 1,1$ m/s) przedstawiono na rysunku 5.15. Efektywność ta wyrażona jest ilorazem maksymalnej siły powstałej podczas zderzenia obiektu z nieod-

kształcalną przeszkodą o nieskończonej wielkiej masie N_{stiff} i zastawą podatną N_{max} . Wykres wyznaczony jest w funkcji masy sortowanego ładunku m_p i względnej odległości punktu inicjacji kontaktu obiektu od swobodnego końca zastawy x/R_z ($x/R_z = 0$ wyznacza swobodny koniec zastawy, $x/R_z = 1$ – miejsce utwierdzenia). Im masa obiektu większa i mniejsza odległość punktu kontaktu obiektu od swobodnego końca zastawy, tym (zgodnie z przewidywaniami) skuteczność łagodzenia reakcji dynamicznych powstałych wskutek udaru jest większa. Podobne relacje odnoszą się do uzyskiwanego ugięcia zastawy spowodowanego udarem z obiektem oraz podczas ruchu obiektu wzdłuż zastawy – rysunek 5.16. Zwiększenie masy ładunku m_p i zmniejszenie wartości parametru x/R_z powoduje wzrost ugięcia końca zastawy.

Maksymalne ugięcie zastawy spowodowane udarem (rys. 5.16a) jest większe niż wynikające z bezударowego ślizgu ładunku wzdłuż zastawy (rys. 5.16b) – podobnie jak w przypadku wyników badań dotyczących zastawy o ruchu obrotowym (rysunki 5.13c i 5.14c).

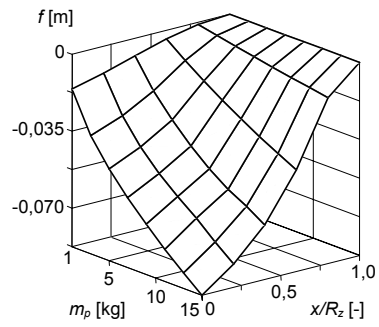
Aranżacja kontaktu obiektu ze swobodnym końcem zastawy ($x/R_z = 0$ – rysunki 5.15 i 5.16) podczas udaru oraz ruchu wzdłuż zastawy wynika z potrzeby określenia możliwie jak największego jej ugięcia. W realnych warunkach eksploatacyjnych zderzenie obiektu ze swobodnym końcem zastawy poruszającej się z maksymalną prędkością jest mało prawdopodobne. Jeśli w chwili inicjacji ruchu roboczego zastawy tył obiektu pokrywa się z jej swobodnym końcem (wg (3.76)), to udar powinien nastąpić w pobliżu środka długości zastawy – biorąc pod uwagę zależność (3.71).

W przypadku badań dotyczących zastawy o ruchu obrotowym (rysunki 5.13 i 5.14) realizm położenia obiektu względem zastawy został zachowany. Zaaranżowanie zderzenia obiektu z końcem zastawy poruszającym się z maksymalną prędkością kątową wiąże się z jednoczesnym wykluczeniem kontaktu końca tej zastawy z obiektem podczas bezударowego ślizgu, gdy zastawa osiąga maksymalne przyspieszenie kątowe (w chwili inicjacji ruchu roboczego). Z tego względu maksymalna wartość ugięcia zastawy przedstawiona na rysunku 5.14c jest znacznie mniejsza od prezentowanej na rysunku 5.16b.

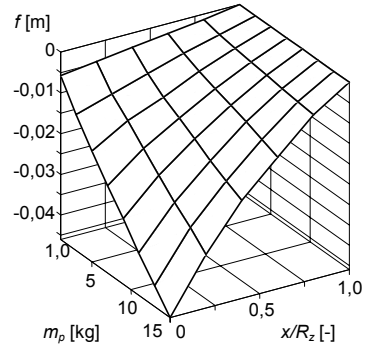


Rys. 5.15. Iloraz sił reakcji dynamicznych wywieranych na obiekt, powstałych przy zderzeniu z nieodkształcalną przeszkodą o nieskończonej masie i podatną zastawą o ruchu postępowym

a)



b)



Rys. 5.16. Ugięcie swobodnego końca zastawy o ruchu postępowym uzyskane podczas:
a) zderzenia z sortowanym obiektem, b) bezударowego ślizgu obiektu wzdłuż zastawy

6. WNIOSKI

Przedstawiona w pracy analiza doniesień literaturowych wykazuje, że ilość dostępnych opracowań podejmujących problem modelowania procesu sortowania strumienia ładunków jednostkowych transportowanych na przenośnikach jest niewielka oraz nie dostarcza uporządkowanego, jednolitego i spójnego ujęcia zagadnienia. W opracowaniach odnoszących się do modelowania procesu pozycjonowania (tj. zagadnienia odznaczającego się dużym podobieństwem do prezentowanego w pracy rozdziału potoku ładunków na kierunki) przyjmowane są daleko idące uproszczenia, wątpliwe z punktu widzenia natury przebiegu procesu sortowania. Uproszczeniami tymi są: niewielki przepływ ładunków, brak wpływu sił bezwładności oraz nieuwzględnianie przyczyn uszkodzania manipulowanych obiektów.

Stan wiedzy w zakresie rozpatrywanej problematyki powoduje, że w pracy podjęto próbę opisu procesu sortowania oraz występujących w nim zjawisk fizycznych. Badania pozwoliły na sformułowanie szeregu wniosków szczegółowych opracowanych na podstawie analiz wyników badań numerycznych. Ich szersze omówienie przedstawiono w podrozdziałach poświęconych modelowaniu poszczególnych struktur kinematycznych urządzeń sortujących oraz odnoszących się do weryfikacji doświadczalnej tarcia suchego i udaru ciał. Poniżej przedstawiono ogólne wnioski uznane za najistotniejsze – potwierdzające słuszność przyjętej hipotezy badawczej oraz osiągnięcie założonych celów pracy.

Wnioski główne:

1. Zbudowano modele procesu sortowania potoku ładunków jednostkowych dla wybranych grup struktur kinematycznych manipulatorów bezchwytkowych – reprezentantów podstawowych metod wywierania impulsu kierującego obiekty na nowe linie transportowe poprzez: oddziaływanie na obiekt elementem wykonawczym powodującym spychanie, przemieszczanie obiektu kierunkowo zorientowanym polem sił tarcia oraz zsuwanie obiektu z przenośnika siłą grawitacji.
2. Proponowane modele przedstawione są w opisie jako sekwencje następujących po sobie etapów ruchu sortowanego obiektu, np.: uderzenia ukośnego, ruchu swobodnego, ocierania i układania obiektu krawędziami i ścianami względem elementów wykonawczych lub aktywnych powierzchni nośnych manipulatora.
3. W opracowaniu analitycznym procesu sortowania interakcje dynamiczne o charakterze udaru definiowane są za pomocą zmodyfikowanego nieliniowego modelu Kelvina. W modelu tym związki występujące pomiędzy odkształceniem ładunku w miejscu kontaktu a siłami sprężystości i tłumienia energii udaru opisane są za pomocą funkcji potęgowych. Równania ruchu podatnego członu roboczego i obiektu wyprowadzone są w oparciu o metodę odkształcalnych elementów skończonych. Właściwości cierne obiektu są opisane nieliniowym współczynnikiem tarcia za pomocą krzywej B-sklejanej trzeciego stopnia.
4. Wyniki badań prezentowanych modeli pełnią funkcję poznawczą z uwagi na możliwość wpływania na konstrukcję i eksploatację urządzeń sortujących wkomponowanych w przenośnikowy system transportowy. Dane pozyskane na podstawie badań mogą być wykorzystane jako wytyczne na etapie formułowania założeń konstrukcyjnych nowych rozwiązań technicznych manipulatorów sortujących oraz do optymalnego sterowania manipulatorów już istniejących.

Wnioski dotyczące badań doświadczalnych:

5. Doświadczalna weryfikacja przeciążeń podczas swobodnego spadku ładunku z wysokości na nieodkształcalne podłoże (rys. 4.17÷rys. 4.20) oraz sprężystą belkę (rys. 4.23) daje podstawę sądzić, iż teoretyczny sposób określania oddziaływań dynamicznych wywieranych na ładunek podczas jego zderzenia z członem roboczym manipulatora jest skuteczny. Zarejestrowane przebiegi przyspieszeń obiektu podczas badań doświadczalnych udaru są zbieżne z przebiegami wyznaczonymi na podstawie modelu teoretycznego.
6. Opracowany na podstawie badań doświadczalnych nieliniowy przebieg współczynnika tarcia modelowany krzywą B-sklejaną stanowi punkt odniesienia dla znanych z literatury klasycznych stałych współczynników tarcia. W przypadku rozpatrywanych grup manipulatorów bezchwytakowych realizujących proces sortowania klasyczny opis współczynnika tarcia za pomocą jednego parametru realnie oddaje naturę przebiegu procesu sortowania ładunków (rys. 5.10 i rys. 5.12). Efektywność tego współczynnika spowodowana jest występowaniem znacznej prędkości poślizgu pomiędzy sortowanym obiektem a elementem wykonawczym manipulatora i niewielkiej liczby przejść pomiędzy stanem tarcia statycznego i kinetycznego.

Wnioski dotyczące zastosowania podatnego członu roboczego w manipulatorze o udarowym charakterze pracy:

7. Poprzez kształtowanie podatności członu roboczego oddziałującego na sortowany obiekt uderzeniem można doprowadzić do około trzykrotnego złagodzenia oddziaływań dynamicznych wywieranych na ten obiekt w porównaniu ze zderzeniem z nieodkształcalną przeszkodą (rys. 5.13d i rys. 5.15).
8. Zastosowanie członu podatnego wpływa na osiągnięcie większego przemieszczenia obiektu w kierunku poprzecznym przenośnika głównego (w porównaniu z wykorzystaniem członu nieodkształcalnego), powodując korzystniejsze warunki dotarcia obiektu do ześlizgu (rys. 5.14a).
9. Oddziaływanie dynamiczne wywierane na sortowany obiekt przez człon roboczy podczas bezudarowego kontaktu (rys. 5.14d) jest mniejsze niż w przypadku kontaktu z udarem (rys. 5.13d). Z tego względu o doborze cech konstrukcyjnych członu roboczego decydować powinna analiza procesu sortowania ograniczona do badań etapu zderzenia ładunku z manipulatorem. Zaprojektowanie członu roboczego pod kątem zdolności złagodzenia przeciążeń powstałych podczas zderzenia z manipulowanym obiektem pozwala na poprawny przebieg także innych etapów procesu sortowania, w tym bezudarowego ruchu obiektu wzdłuż członu roboczego.
10. Podatny człon roboczy wykonany z jednorodnego tworzywa konstrukcyjnego o niewielkim tłumieniu wewnętrznym po zrealizowaniu cyklu roboczego wykonuje słabo gasnące drgania oscylacyjne. Drganiom tym można zapobiec wprowadzając do członu roboczego tarcie konstrukcyjne lub dobierając do jego budowy tworzywa o dużym tłumieniu wewnętrznym (np. poliamid – rys. 5.13c).

Wnioski dotyczące proponowanych modeli procesu sortowania:

11. Modele procesu sortowania umożliwiają poszukiwanie parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych manipulatorów, które powinny spełniać narzucone ograniczenia z uwzględnieniem zadanego lub maksymalnego poziomu wydajności, odpowiedniego dla systemu transportowego, z którym manipulatory te współdziałają.

12. Zasadniczymi ograniczeniami w uzyskaniu wyższych parametrów eksploatacyjnych w procesie sortowania ładunków są: oddziaływanie dynamiczne wywierane na ładunki, osiąganie znacznych prędkości przez obiekty opuszczające przenośnik główny, wzrost długości przestrzeni roboczej zajmowanej przez manipulator przyczyniający się do zmniejszenia liczby linii odbiorczych przypadających na jednostkę długości przenośnika głównego. Aktywność tych ograniczeń uzależniona jest od struktur kinematycznych poszczególnych grup manipulatorów bezchwytkowych.

Wnioski użytkowe:

13. Istotny wpływ na skuteczność procesu sortowania ładunków manipulatorem stacjonarnym ma określenie chwili, w której powinna nastąpić inicjacja ruchu członu roboczego względem położenia ładunku transportowanego przenośnikiem głównym. W przypadku manipulatorów potokowych inicjacja pracy członu roboczego względem pozycji ładunku nie obowiązuje – człony robocze przed przystąpieniem do sortowania znajdują się względem ładunku w spoczynku. W manipulatorach tych aktywacja ruchu członu roboczego związana jest z położeniem ześlizgu – powinna nastąpić w chwili wkroczenia tego członu (wraz z ładunkiem) do przestrzeni obejmowanej przez odpowiedni ześlizg odbiorczy.
14. Zalecenia dotyczące inicjacji pracy manipulatorów stacjonarnych:
- manipulator z obrotową zastawą aktywną – inicjacja ruchu roboczego wynika ze sposobu uporządkowania ładunków na przenośniku; w przypadku sortowania obiektów dowolnie rozmieszczonych na przenośniku aktywacja ruchu roboczego zastawy powinna następować w chwili przecięcia przez czoło ładunku osi obrotu zastawy (rys. 3.9c i rys. 3.12c), a w przypadku obiektów rozmieszczonych przy krawędzi przenośnika po stronie zamocowania zastawy – aktywacja jest funkcją wymiarów granicznych ładunku, prędkości transportowania oraz maksymalnego kąta wychylenia zastawy (rys. 3.13c i rys. 3.15c),
 - manipulator z zastawą aktywną o ruchu postępowym – inicjacja ruchu roboczego jest funkcją wymiarów granicznych ładunków i nie jest zależna od sposobu ich uporządkowania na przenośniku (równanie (3.76)),
 - manipulator z krążkami skrętnymi – inicjacja ruchu roboczego powinna nastąpić w chwili pojawienia się czoła ładunku w strefie aktywnej powierzchni nośnej manipulatora (rys. 3.29).
15. Zalecenia dotyczące zakresów zastosowania badanych struktur kinematycznych manipulatorów bezchwytkowych ze względu na (szczegółowe dane w rozdziałach 3 i 5):
- wydajność sortowania (rys. 5.1):
 - do 1800 szt./h (mała wydajność): manipulator z zastawą aktywną o ruchu obrotowym lub postępowym (sortowane ładunki są dowolnie rozmieszczone na dostępnej szerokości przenośnika głównego),
 - $\langle 1800; 6000 \rangle$ szt./h (średnia wydajność): manipulator z krążkami skrętnymi, manipulator z zabierakami, manipulator z zastawą aktywną o ruchu obrotowym lub postępowym (ładunki przed przystąpieniem do sortowania pozycjonowane są przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania ramienia roboczego),
 - $\langle 6000; 15000 \rangle$ szt./h (duża wydajność): manipulator tackowy z tacką uchylną lub pokrytą przenośnikiem poprzecznym, manipulator z zabierakami;

- oddziaływanie dynamiczne wywierane na sortowany obiekt, wyrażone poprzez upadek obiektu na nieodkształcalne podłoże z wysokości (rys. 5.2):
 - $H < 0,02$ m (małe przeciążenia): manipulator tackowy z tacką uchylną lub pokrytą przenośnikiem poprzecznym, manipulator z krążkami skrętnymi, manipulator z zastawą aktywną o ruchu obrotowym lub postępowym (ładunki przed przystąpieniem do sortowania pozycjonowane są przy krawędzi przenośnika po stronie zamontowania ramienia roboczego),
 - $H \cong 0,3$ m (duże przeciążenia): manipulator z zastawą aktywną o ruchu obrotowym lub postępowym (sortowane ładunki są dowolnie rozmieszczone na dostępnej szerokości przenośnika głównego);
 - długość przestrzeni roboczej (rys. 5.6):
 - $L \cong 2,5$ m (duża) – manipulator tackowy z tacką uchylną,
 - $L \cong 1,3$ m (mała) – manipulator z krążkami skrętnymi.
16. Prezentowane w pracy zalecenia konstrukcyjne, eksploatacyjne oraz zakresy zastosowań wybranych grup urządzeń sortujących uwzględniają najbardziej kłopotliwe warianty cech ładunków w pomyślnym przebiegu ich rozdziału. Warianty te są efektem kojarzenia z sobą przyjętych skrajnych parametrów obiektów: ich wymiarów gabarytowych, nierównomierności rozkładu gęstości, właściwości ciernych oraz położenia początkowego na przenośniku głównym.

Zagadnienia do dalszych badań:

17. Opracowanie metod optymalnego wpływania na konstrukcję opakowań chroniących zawartość ładunku przed uszkodzeniem mechanicznym o charakterze udaru, spowodowanym np. upadkiem ładunku na podłoże, na inne ładunki lub wywołanym oddziaływaniem powstałym podczas wchodzenia ładunku w kontakt z manipulatorami.
18. Badanie związków pomiędzy cechami fizycznymi materiałów przeciwwstrząsowych opakowań, ich ukształtowaniem geometrycznym a skutecznością ochrony zawartości ładunków przed uszkodzeniem.
19. Badanie zastosowania tarcia konstrukcyjnego w członie roboczym manipulatora ze względu na zdolność łagodzenia przeciążeń dynamicznych wywieranych na manipulowane ładunki.
20. Badanie i poszukiwanie rozwiązań struktur kinematycznych manipulatorów bezchwytakowych pod kątem minimalizacji energochłonności realizowanego przez nie procesu roboczego.
21. Opracowanie uniwersalnych modeli dynamicznych procesu pozycjonowania potoku ładunków jednostkowych transportowanych na przenośnikach.

LITERATURA

- [1] Akella S., Huang W.H., Lynch K.M., Mason M.T., 2000. Parts feeding on a conveyor with a one joint robot. *Algorithmica*, Springer – Verlag, vol. 26, s. 313-344.
- [2] Akella S., Mason M.T., 1998. Posing polygonal objects in the plane by pushing. *The International Journal of Robotics Research*, vol. 17, s. 70-88.
- [3] Akella S., Mason M.T., 2000. Orienting toleranced polygonal parts. *The International Journal of Robotics Research*, vol. 19, s. 1147-1170.
- [4] Autosort 2 – Pusher Sorter, 2008. Materiały informacyjne Automotion Inc., Oak Lawn, IL, USA, www.automotionconveyors.com/Cut%20Sheet%20PDFs/SC2%20Pusher.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [5] Autosort 3 – Bow Arm Sorter, 2008. Materiały informacyjne Automotion Inc., Oak Lawn, IL, USA, www.prohandling.com/images/SC3%20Bow%20Arm.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [6] Autosort 4 – Flat Face Arm Sorter, 2008. Materiały informacyjne Automotion Inc., Oak Lawn, IL, USA, www.automotionconveyors.com/Cut%20Sheet%20PDFs/SC4%20Flat%20Face.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [7] Autosort 5 – Pop-Up Wheel Sorter, 2008. Materiały informacyjne Automotion Inc., Oak Lawn, IL, USA, www.automotionconveyors.com/Cut%20Sheet%20PDFs/SC5%20Pop%20Up%20Wheel.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [8] Autosort 12 – Sliding Shoe Sorter, 2008. Materiały informacyjne Automotion Inc., Oak Lawn, IL, USA, www.automotionconveyors.com/Cut%20Sheet%20PDFs/SC12%20Autosort.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [9] Awrejcewicz J., 1984. Coefficients identification of dynamic nonlinear dry friction dependence on velocity. *Science Books, Mechanics*, Lodz University Press, vol. 429(67), s. 5-12.
- [10] Awrejcewicz J., Olejnik P., 2002. Numerical analysis of self-excited by friction chaotic oscillations in two-degrees-of-freedom system using exact Henon method. *Machine Dynamics Problems*, vol. 26(4), s. 9-20.
- [11] Awrejcewicz J., Olejnik P., 2005. Friction pair modeling by a 2-dof system: numerical and experimental investigations. *International Journal of bifurcation and chaos*, vol. 15(6), s. 1931-1944.
- [12] Awrejcewicz J., Pyryev Y., 2004. Contact phenomena in braking and acceleration of bush-shaft system. *Journal of Thermal Stresses*, 27, s. 433-454.
- [13] Belt Tray Sorter, 2008. Materiały informacyjne Beumer Maschinenfabrik GmbH & Co. KG, Beckum, Niemcy, www.beumer.com/htcms/en/products/sortation-distribution-systems/beumer-belt-tray-sorter.html (data pobrania: 2008-07-24).
- [14] Berretty R.P., Goldberg K.Y., Overmars M.H., Stappen A.F., 1998. Computing fence designs for orienting parts. *Computational Geometry*, Elsevier Science, vol. 10, s. 249-262.
- [15] Berretty R.P., Overmars M.H., Stappen A.F., 2002. Orienting polyhedral parts by pushing. *Computational Geometry*, Elsevier Science, vol. 21, s. 21-38.

- [16] Böhringer K.F., Bhatt V., Donald B.R., Goldberg K., 2000. Algorithms for sensorless manipulation using a vibrating surface. *Algorithmica*, Springer-Verlag, vol. 26, s. 389-429.
- [17] Böhringer K.F., Donald B.R., Kavraki L.E., 2000. Part orientation with one or two stable equilibria using programmable force fields. *IEEE Transactions on robotics and automation*, vol. 16(2), s. 157-170.
- [18] Bowden F.P., 1980. *Wprowadzenie do trybologii*. WNT Warszawa.
- [19] Bulanow A., 1984. *Issliedowanije prociessa pieriegruzki*. Maszynostrojenije Moskwa.
- [20] Canadus de Wit C., Olson H., Åström K.J., Lischinsky P., 1995. A new Model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 40, no 3, s. 419-425.
- [21] Cannon R.H., 1973. *Dynamika układów fizycznych*. WNT Warszawa.
- [22] Cross Belt Sorter S-3000CB, 2008. Materiały informacyjne FKI Logistex, St. Louis, MO, USA, www.fkilogistex.com/fki-logistex-s-3000cb-cross-belt-sorter-provides-high-speed-sortation/news.aspx (data pobrania: 2008-07-30).
- [23] Cross Belt Sorter, 2008. Materiały informacyjne Wally Transport Systems Inc, Longboat Key, FL, USA, www.wallysorter.com/pdfs/Wally_Cross_Belt_Sorter_Overview.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [24] Cutkosky M.R., Wright P.K., 1986. Friction stability and the design of robot fingers. *The International Journal of Robotics Research*, vol. 5, s. 20-37.
- [25] DRS Demag Rapid Sorter, 2007. Materiały informacyjne Mannesmann Dematic AG, Offenbach, Niemcy, www.dematic.com (data pobrania : 2007-10-27).
- [26] Durapush, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-10-27).
- [27] *Encyklopedia techniki – podstawy techniki*, 1994. WNT Warszawa.
- [28] *Encyklopedia techniki – technika ogólna*, 1975. WNT Warszawa.
- [29] Erdman M.A., 1994. On a representation of friction in configuration space. *The International Journal of Robotics Research*, vol. 13, s. 240-271.
- [30] Fiorot J.C., Jeannin P., Sucher B., 1996. Recursive calculation of the derivatives of rational curves in (BR) form. *Mathematics and Computers in Simulation*, Elsevier Science, vol. 42, s. 751-764.
- [31] Flat Belt Sorter, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-10-27).
- [32] Gawroński W., Kruszewski J., Ostachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E., 1984. *Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Arkady Warszawa.
- [33] Gerc E.W., 1973. *Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczenia*. WNT Warszawa.
- [34] Giergiel J., 1990. *Łmienie drgań mechanicznych*. PWN Warszawa.
- [35] Gilardi G., Sharf I., 2002. Literature survey of contact dynamics modelling. *Mechanism and machine theory*, vol. 37, s. 1213-1239.
- [36] Goldberg K.Y., 1993. Orienting polygonal parts without sensors. *Algorithmica*, Springer-Verlag, vol. 10, s. 201-225.
- [37] Goodwill S.R., Haake S.J., 2001. Spring damper model of an impact between a tennis ball and racket. *IMEchE*, vol. 215, part C, s. 1331-1341.
- [38] Goyal S., Ruina A., Papadopoulos J., 1991. Planar sliding with dry friction. Part 1. Limit surface and moment function. *Wear* vol. 143, s. 307-330.
- [39] Goyal S., Ruina A., Papadopoulos J., 1991. Planar sliding with dry friction. Part 2. Dynamics of motion. *Wear*, vol. 143, s. 331-352.

- [40] Gryboś R., 1969. Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych. PWN Warszawa.
- [41] Herbert H., Schueneman H., 2000. Packaging engineering, design and testing. A step-by-step approach for protection of fragile products. Package Test Laboratory, Westpak Inc., San Jose, CA, (USA), www.westpak.com/techpapers/08_package_engineering_design_testing.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [42] Hermann T., Lukács G., 2000. On higher order derivatives of blending functions. Computer Aided Geometric Design. Elsevier Science, vol. 17, s. 309-317.
- [43] High Speed Pusher, 2008. Materiały informacyjne Hytrol Conveyor Company Inc., Jonesboro, AR, USA, www.hytrol.com/mediacenter/catalog_sheets/ca_pushers.pdf (data pobrania: 2008-07-28).
- [44] High-Speed Diverter, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-10-27).
- [45] Honczarenko J., 1996. Roboty przemysłowe. Elementy i zastosowanie. WNT Warszawa.
- [46] Huang H., Dallimore M.P., Pan J., McCormick P.G., 1998. An investigation of the effect of powder on the impact characteristics between a ball and a plate using free falling experiments. Materials Science & Engineering vol. 241, s. 38-47.
- [47] Huang H., Mason M.T., 2000. Mechanics planning and control for tapping. The International Journal of Robotics Research, vol. 19, s. 883-894.
- [48] Informacja o dopuszczeniu do obrotu pocztowego paczek pocztowych w typowych opakowaniach i kartonach. Technika i Eksploatacja Poczty 4'93, s. 19-22.
- [49] Jalili N., Esmailzadeh E., 2002. Dynamic interaction of vehicles moving on uniform bridges. Journal of Multi-body Dynamics, vol. 216, s. 343-350.
- [50] Kaliski S., 1986. Mechanika techniczna, T III, Drgania i fale. PWN Warszawa.
- [51] Kao I., Cutkosky M.R., 1992. Quasistatic manipulation with compliance and sliding. The International Journal of Robotics Research, vol. 11, s. 20-40.
- [52] Kao I., Cutkosky M.R., 1993. Comparison of theoretical and experimental force motion trajectories for dexterous manipulation with sliding. The International Journal of Robotics Research, vol. 12, s. 529-534.
- [53] Katalog Profilex, www.profilex.com (data pobrania: 2007-11-07).
- [54] Khangaldy P., Schueneman H., 2000. Design parameters for deformable cushion systems. Package Test Laboratory, Westpak Inc., San Jose, USA, www.westpak.com/techpapers/02_design_parameters_de_formable_cushion_systems.pdf (data pobrania: 2008-07-24).
- [55] Kikuuwe R., Takesue N., Sano A., Mochiyama H., Fujimoto H., 2005. Fixed-step friction simulation: from classical Coulomb model to modern continuous models. Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Edmonton, 2-6 Aug., Canada, s. 3910-3917.
- [56] Kim J.H., Ahn K.Y., Kim S.H., 2002. Optimal synthesis of a spring-actuated cam mechanism using a cubic spline. Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 216, s. 875-883.
- [57] Kleiber M., 1995. Komputerowe metody mechaniki ciał stałych. PWN Warszawa.
- [58] Korendo Z., Uhl T., 1998. Modelowanie i symulacja tarcia w układach napędowych robotów przemysłowych. XVI Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna TMM, Rzeszów – Jawor, s. 256-273.

- [59] Korzeń Z., 1998. Logistyczne systemy transportu bliskiego i magazynowania, T1. Infrastruktura, technika, informacja. Instytut Logistyki i Magazynowania. Poznań.
- [60] Krivoplas A., 1980. Paketo-formirujuszczije masziny. Maszinostronije Moskwa.
- [61] Krivoplas A., 1980. Sorting machines. Building Machine Moskwa.
- [62] Kruszewski J., Sawiak S., Wittbrodt E., 1999. Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji. WNT Warszawa.
- [63] Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczyk Z., 1992. Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. Tom I. Zagadnienia liniowe. WNT Warszawa.
- [64] Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczyk Z., 1993. Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. Tom II. Zagadnienia wybrane. WNT Warszawa.
- [65] Laowattana D., Satadaechakul W., 1999. Directive motion of a multiple-constrained holonomic system. First Asian Symposium on Industrial Automation and Robotics, Thailand, s. 133-139.
- [66] Laurent P.J., Sablonnière P., 2001. Pierre Bézier: An engineer and a mathematician. Computer Aided Geometric Design, Elsevier Science, vol. 18, s. 609-617.
- [67] Leyko J., 2004. Dynamika. PWN Warszawa.
- [68] Luntz J.E., Messner W., 1997, A distributed control system for flexible materials handling. IEEE Const. Syst., vol. 17, s. 22-28.
- [69] Luntz J.E., Messner W., Choset H., 1997. Parcel manipulation and dynamics with a distributed actuator array: the virtual vehicle. IEEE International Conference on Robotics and Automation, vol. 2, s. 1541-1546.
- [70] Lynch K.M., Mason M.T., 1999. Dynamic nonprehensile manipulation: controllability, planning and experiments. The International Journal of Robotics Research, vol. 18, s. 64-92.
- [71] Macha E., 2001. niezawodność maszyn. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej.
- [72] Mason M.T., 1986. Mechanics and planning of manipulator pushing operations. The International Journal of Robotics Research, vol. 5, s. 53-71.
- [73] Mason M.T., 1999. Progress in nonprehensile manipulation. The International Journal of Robotics Research, vol. 18, s. 1129-1141.
- [74] Morecki A., Knapczyk J., 1999. Podstawy robotyki. Teoria i elementy manipulatorów i robotów. WNT Warszawa.
- [75] Morecki A., Knapczyk J., Kędzior K., 2002. Teoria mechanizmów i manipulatorów. Podstawy i przykłady zastosowań w praktyce. WNT Warszawa.
- [76] Morin G., Goldman R., 2001. On the smooth convergence of subdivision and degree elevation for Bézier curves. Computer Aided Geometric Design, Elsevier Science, vol. 18, s. 657-666.
- [77] Nowa encyklopedia powszechna, 1996. PWN Warszawa.
- [78] Nowy leksykon, 1998. PWN Warszawa.
- [79] Osiński Z., 1980, Teoria drgań. WNT Warszawa.
- [80] Partridge C.B., Spong M., 1999. Control of planar rigid body sliding with impacts and friction. The International Journal of Robotics Research, vol. 19, s. 336-348.
- [81] Piątkowski T., 1999. Analiza procesu zgniatania na przykładzie paczkowej maszyny rozdzielczej. Praca doktorska, ATR Bydgoszcz.
- [82] Piątkowski T., 2003. Analiza dynamiczna procesu sortowania strumienia ładunków jednostkowych. W pracy zbiorowej pod red. Strzyżakowskiego Z.: Transport I(17), Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, s. 527-532.

- [83] Piątkowski T., 2004. Aktywna zastawa obrotowa z napędem pneumatycznym. *Pneumatyka* vol. 4(47), s. 24-27.
- [84] Piątkowski T., 2004. Model dynamiczny procesu przemieszczania obiektu wzdłuż sprężysto-plastycznej zastawy aktywnej. W pracy zbiorowej pod red. Strzyżakowskiego Z.: *Transport* nr 2(20), Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, s. 439-444.
- [85] Piątkowski T., 2004. Podstawy klasyfikacji manipulatorów na potrzeby sortowania i pozycjonowania ładunków jednostkowych. *Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego* Nr 35, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, s. 185-192.
- [86] Piątkowski T., 2005. Proces pozycjonowania strumienia ładunków jednostkowych sprężysto-tłumiącą zastawą pasywną. *Transport* nr 3(23), Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, s. 427-432.
- [87] Piątkowski T., 2006. Stationary roller manipulator – dynamic model of sorting process of unit loads stream. X Międzynarodowa Konferencja “TransComp”, Politechnika Radomska, vol. 2, s. 173-178.
- [88] Piątkowski T., Sempruch J., 1999. Model and analysis of selected features of scraping process. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Oulu, Finland, vol. 1, s. 159-167.
- [89] Piątkowski T., Sempruch J., 2000. Dobór parametrów procesu sortowania ładunków jednostkowych. *Materiały XII Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Dydaktycznej Teorii Maszyn i Mechanizmów*, Warszawa – Jachranka, s. 285-290.
- [90] Piątkowski T., Sempruch J., 2000. Dynamiczny model procesu zgarniania jako obiekt optymalizacji rozdziału strumienia ładunków jednostkowych. *Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego, Politechnika Koszalińska*, vol. 27, s. 223-230.
- [91] Piątkowski T., Sempruch J., 2000. Eksperymentalne określenie toru ruchu ładunku jednostkowego w procesie zgarniania. *Zeszyty Naukowe* nr 228, *Mechanika* 47, Sesja naukowa – mechanika stosowana, ATR Bydgoszcz, s. 185-192.
- [92] Piątkowski T., Sempruch J., 2001. Identyfikacja cech dynamicznych zespołu sortującego w procesie formułowania założeń konstrukcyjnych maszyn rozdzielczych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, Mechanika* Nr 271, s. 423-430.
- [93] Piątkowski T., Sempruch J., 2001. Modelowanie procesu rozdziału ładunków jednostkowych. V Konferencja nt.: *Komputerowe systemy wspomaganie nauki, przemysłu i transportu „TransComp”*. Zakopane, s. 661-668.
- [94] Piątkowski T., Sempruch J., 2002. Analiza procesu manipulowania ładunków jednostkowych. *Mechanics and Mechanical Engineering; special issue: Problems of Working Machines Development*, Technical University of Lodz, vol. 6, s. 187-194.
- [95] Piątkowski T., Sempruch J., 2002. Krzywa Bézierra w modelowaniu geometrii ramienia zgarniaka. W pracy zbiorowej pod redakcją Tarnowskiego W. i Kiczko-wiaka T.: *Poliptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne Warszawa, s. 183-190.
- [96] Piątkowski T., Sempruch J., 2002. Physical models of the unit loads stream sorting process. W pracy zbiorowej pod redakcją Semprucha J.: *Development, control and machinery design*. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, s. 65-70.
- [97] Piątkowski T., Sempruch J., 2002. Sorting process of load units – dynamic model of scraping process. *The Archive of Mechanical Engineering*, vol. 49, s. 23-46.

- [98] Piątkowski T., Sempruch J., 2003. Kinematic structures and physical models of nonprehensile positioning devices. Development, control and machinery design. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, s. 47-54.
- [99] Piątkowski T., Sempruch J., 2004. Podstawy projektowania optymalnej geometrii zastawy pasywnej. W pracy zbiorowej pod redakcją Tarnowskiego W. i Kiczkowiaka T.: Polioptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania, tom 3. WNT Warszawa, s. 170-176.
- [100] Piątkowski T., Sempruch J., 2005. Dynamic interactions of impact process between the object and springy-damping active fence. W pracy zbiorowej pod redakcją Peszyńskiego K.: Developments in machinery design and control. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, vol. 4, s. 83-94.
- [101] Piątkowski T., Sempruch J., 2005. Inelastic impact problem of rough bodies in sorting process of unit loads stream. W pracy zbiorowej pod redakcją Peszyńskiego K.: Developments in machinery design and control. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, vol. 4, s. 75-82.
- [102] Piątkowski T., Sempruch J., 2005. Manipulator potokowy z zabierakami – analiza kinematyczna i dynamiczna procesu sortowania. W pracy zbiorowej pod redakcją Tarnowskiego W. i Kiczkowiaka T.: Polioptymalizacja i komputerowe wspomaganie projektowania, tom 4. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, s. 155-162.
- [103] Piątkowski T., Sempruch J., 2005. Model of inelastic impact of the unit loads. Book of extended abstracts: Developments in design and machinery control. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, vol. 7, s. 81-82.
- [104] Piątkowski T., Sempruch J., 2005. Modelling of curvilinear scraper arm geometry. The Archive of Mechanical Engineering, vol. 52, s. 221-245.
- [105] Piątkowski T., Sempruch J., 2006. Active fence with flexible element in a drive system. The Archive of Mechanical Engineering, vol. 53, s. 335-354.
- [106] Piątkowski T., Sempruch J., 2006. Proces pozycjonowania ładunków jednostkowych układem kierunkowo zorientowanych sił tarcia – propozycja modelu. W pracy zbiorowej pod redakcją Wojnarowskiego J.: Teoria maszyn i mechanizmów, tom 1. Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego, s. 381-386.
- [107] Piątkowski T., Sempruch J., 2006. Proces pozycjonowania ładunków jednostkowych układem kierunkowo zorientowanych sił tarcia – weryfikacja numeryczna. W pracy zbiorowej pod redakcją Wojnarowskiego J.: Teoria maszyn i mechanizmów, tom 1. Oficyna Wydawnicza Uniwersytetu Zielonogórskiego, s. 387-392.
- [108] Piątkowski T., Sempruch J., 2008. Model of the process of load unit stream sorting by means of flexible active fence. Mechanism and Machine Theory, Elsevier, doi:10.1016/j.mechmachtheory.2007.05.004, vol. 43/5, s. 549-564.
- [109] Piątkowski T., Sempruch J., 2009. Model of inelastic impact of unit loads. Packaging Technology and Science, John Wiley & Sons, doi: 10.1002/pts.825, vol. 22/1, s. 39-51.
- [110] PN-72/M-78000, Transport. Określenia podstawowe i podział.
- [111] PN-72/M-78001, Środki transportowe. Określenia podstawowe i podział.
- [112] PN-90/P-50527, Tektura falista.
- [113] PN-92/P-71006, Sprzęt pocztowy. Półautomatyczna Paczkowa maszyna rozdzielcza.
- [114] PN-C-89258-2:1997, Tworzywa sztuczne. Folie opakowaniowe. Folia z polietyleno małej gęstości.

- [115] PN-EN 13163:2004, Wyroby do izolacji cieplnej w budownictwie. Wyroby ze styropianu (EPS) produkowane fabrycznie. Specyfikacja.
- [116] PN-EN 14182:2005, Opakowania. Terminologia. Terminy podstawowe i definicje.
- [117] PN-EN 22248:2001, Opakowania. Opakowania transportowe z zawartością. Metoda badania odporności na uderzenia przy swobodnym spadku.
- [118] PN-EN 24180-1:2002, Opakowania transportowe z zawartością. Postanowienia ogólne dotyczące opracowania programów badań właściwości użytkowych. Część 1: Ogólne zasady.
- [119] PN-EN 24180-2:2002, Opakowania transportowe z zawartością. Postanowienia ogólne dotyczące opracowania programów badań właściwości użytkowych. Część 2: Dane liczbowe.
- [120] PN-ISO 2148:1998, Urządzenia transportu ciągłego. Terminy.
- [121] PN-ISO 3569:1998, Urządzenia transportu ciągłego. Klasyfikacja ładunków jednostkowych.
- [122] PN-ISO 536:1996, Papier i tektura. Oznaczanie gramatury.
- [123] PN-T-85000:1999, Typowe opakowania do paczek pocztowych. Wymagania ogólne.
- [124] Posiadała B., 1999. Modelowanie i analiza zjawisk dynamicznych maszyn roboczych i ich elementów jako dyskretno-ciągłych układów mechanicznych. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Częstochowskiej, No. 61.
- [125] Postal Technology International, 2000. UK & International Press, Dorking.
- [126] ProSort 131, 2008. Materiały informacyjne Hytrol Conveyor Company Inc., Jonesboro, AR, USA, www.hytrol.com/mediacenter/catalog_sheets/ca_prosort131.pdf (data pobrania: 2008-07-28).
- [127] ProSort SC1, 2008. Materiały informacyjne Hytrol Conveyor Company Inc., Jonesboro, AR, USA, www.hytrol.com/mediacenter/catalog_sheets/ca_prosortsc.pdf (data pobrania: 2008-07-28).
- [128] ProSort SRT, 2008. Materiały informacyjne Hytrol Conveyor Company Inc., Jonesboro, AR, USA, www.hytrol.com/mediacenter/catalog_sheets/ca_prosortsrt.pdf (data pobrania: 2008-12-10).
- [129] Pytko S., 1982. Problemy wytrzymałości kontaktowej. PWN Warszawa.
- [130] Rajalingham C., Rakheja S., 2000. Analysis of impact force variation during collision of two bodies using a single-degree-of-freedom system model. *Journal of Sound and Vibration* vol. 229(4), s. 823-835.
- [131] Rawłuszko J., Piątkowski T., 1999. Urządzenie do zgarniania paczkowych przesyłek pocztowych, patent – nr 177117.
- [132] Root D., 1997. Lansmont six-step method for cushioned package development. Package Dynamics Testing Laboratory, Lansmont Inc., Monterey, CA, USA, www.lansmont.com/SixStep/6stepPrint.htm (data pobrania: 2008-07-24).
- [133] S-2000 Cross-Belt, 2008. Materiały informacyjne Crisplant a/s, Aarhus, Dania, <http://ralphscherer.com/crisplant> (data pobrania: 2008-07-30).
- [134] S-3000 Tilt Tray Sorter, 2007. Materiały informacyjne FKI Logistex, St. Louis, MO, USA, www.fkilogistex.com/sortation/solutions.aspx (data pobrania: 2007-10-27).
- [135] Salvarinov A., Payandeh S., 1998. Flexible part feeder: Manipulating parts on conveyer belt by active fence. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol. 1, s. 863-868.

- [136] Sandvik Sorting Systems. Range of Products, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-09-04).
- [137] SBIR, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-09-04).
- [138] Sempruch J., Piątkowski T., 2002. Środki techniczne transportu wewnątrzzakładowego. Wydawnictwo Uczelniane ATR w Bydgoszczy, Bydgoszcz.
- [139] Sempruch J., Piątkowski T., 2006. Podstawy konstrukcji maszyn z CAD. Połączenia i elementy podatne. Wydawnictwo Uczelniane PWSZ w Pile, Piła.
- [140] Shabana A.A., Gau W.H., 1993. Propagation of impact-induced longitudinal waves in mechanical systems with variable kinematic structure. *Journal of Sound and Vibration*, 115, s. 1-8.
- [141] Single Powered Pivot Diverter, 2008. Materiały informacyjne Hytrol Conveyor Company Inc., Jonesboro, AR, USA, www.mckessockconveyors.com/PDF/Hytrol/overheadpush_singleppd.pdf (data pobrania: 2008-12-10).
- [142] Siolkowski B., 1996. Podstawy dynamiki maszyn. Skrypt Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy.
- [143] Sortation Systems, 2007. Materiały informacyjne Diamond Phoenix Corporation (USA), www.diamondphoenix.com/page.php?page=sortSys (data pobrania: 2007-09-04).
- [144] Spline Toolbox, User's Guide, Matlab 6.
- [145] Stappen A.F., Goldberg K., Overmars M.H., 2000. Geometric eccentricity and the complexity of manipulation plans. *Algorithmica*, Springer-Verlag, vol. 26, s. 494-514.
- [146] Stoianovici D., Hurmuzlu Y., 1996. A critical study of the applicability of rigid-body collision theory. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 63, s. 307-316.
- [147] Stronge W. J., 1991. Unraveling paradoxical theories for rigid body collisions. *ASME Journal of Applied Mechanics*, vol. 58, s. 1049-1055.
- [148] Szcześniak W., Ataman M., Kozyra Z., 2003. Rozwiązanie problemu ruchomej siły na belce Eulera we współrzędnych ruchomych. *Transport 1(17)*, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, s. 627-633.
- [149] Taejung K., Seung-kil S., Sanjay E., 2004. On actuator reversal motions of machine tools. *Mechanism and Machine Theory*, 39, s. 299-322.
- [150] Tarnowski W., 1998. Podstawy projektowania technicznego. WNT Warszawa.
- [151] Tarnowski W., Bartkiewicz S., 1998. Modelowanie matematyczne i symulacja komputerowa dynamicznych procesów ciągłych. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin.
- [152] Thornton C., 1997. Coefficient of restitution for collinear collisions of elastic-perfectly plastic spheres. *ASME Journal of Applied Mechanics*, vol. 64, s. 383-386.
- [153] Tilt Tray Sorter DDS, 2007. Materiały informacyjne Mannesmann Dematic AG, Offenbach, Niemcy, www.dematic.com (data pobrania: 2007-10-27).
- [154] Tilt Tray Sorter, 2008. Materiały informacyjne Beumer Maschinenfabrik GmbH & Co. KG, Beckum, Niemcy, www.beumer.com/htcms/en/products/sortation-distribution-systems/beumer-tilt-tray-sorter-1.html (data pobrania: 2008-07-24).
- [155] Tray Sorter, 2009. Materiały informacyjne Beumer Maschinenfabrik GmbH & Co. KG, Beckum, Niemcy, www.beumer.com/htcms/en/products/sortation-distribution-systems/beumer-e-tray-sorter-1.html (data pobrania: 2009-04-17).

- [156] Trisort Sorting System, 2007. Materiały informacyjne Sandvik Materials Technology, Sandviken, Szwecja, www.sorting.com (data pobrania: 2007-09-04).
- [157] Van De Velde F., De Baets P., 1998. The relation between friction force and relative speed during the slip-phase of a stick-slip cycle. *Wear*, 219, s. 220-226.
- [158] Wang Z.-W., 2002. Dropping Damage boundary curves for cubic and tangent package cushioning systems. *Packaging Technology and Science*, vol. 15, s. 263-266.
- [159] Wang Z.-W., 2002. On evaluation of product dropping damage. *Packaging Technology and Science*, vol. 15, s. 115-120.
- [160] Wiatr R., Rawłuszko J., 1990. Analiza pracy pocztowej maszyny rozdzielczej pod kątem zwiększenia wydajności i/lub niezawodności sortowania paczek. *Zeszyty Naukowe ATR Nr 169*, Bydgoszcz, s. 19-31.
- [161] Wittbrodt E., Adamiec-Wójcik I., Wojciech S., 2006. *Dynamics of flexible multibody systems – rigid finite element method*. Springer.
- [162] Zhang D., Whiten W.J., 1996. The calculation of contact forces between particles using spring and damping models. *Powder technology* vol. 5, s. 59-64.
- [163] Zienkiewicz O.C., 2000. *The finite element method*. Butterworth-Heinemann: Oxford, UK.

ANALIZA I MODELOWANIE PROCESU SORTOWANIA STRUMIENIA MAŁOGABARYTOWYCH ŁADUNKÓW JEDNOSTKOWYCH

Streszczenie

Praca dotyczy problemu modelowania i analizy zjawisk dynamicznych występujących w procesie automatycznego sortowania ładunków jednostkowych (prostokątnych obiektów – paczek pocztowych) transportowanych na przenośnikach. Rozdział potoku ładunków na nowe drogi transportowe wykonywany jest za pomocą manipulatorów bezchwytkowych wkomponowanych w przenośnikowy system transportowy, oddziałujących na obiekty pchnięciem. Struktury kinematyczne manipulatorów powinny być dostosowane do zakładanego natężenia przepływu potoku obiektów i ich cech fizycznych. Od urządzeń rozdzielczych oczekuje się precyzyjnego i niezawodnego realizowania zaplanowanych czynności manipulacyjnych na obiektach oraz nie powodowania ich uszkodzeń.

Wskazania i zalecenia niezbędne podczas projektowania nowych rozwiązań manipulatorów oraz określenie zakresów zastosowań istniejących urządzeń sortujących uzyskano na podstawie analizy wyników optymalizacji numerycznych. W badaniach wykorzystano modele teoretyczne procesu sortowania, które zawierają opracowania zjawisk fizycznych występujących podczas interakcji pomiędzy obiektem a elementami wykonawczymi manipulatorów. Siły reakcji o charakterze udaru pojawiające się pomiędzy obiektem a członem roboczym manipulatora zdefiniowane są za pomocą zmodyfikowanego nieliniowego modelu Kelvina. Właściwości cierne obiektu modelowane są nieliniowym współczynnikiem tarcia wykorzystując krzywą B-sklejaną trzeciego stopnia. Proces sortowania traktowany jest jako sekwencja dyskretnych etapów ruchu występujących kolejno po sobie, aż do umieszczenia ładunku w miejscu przeznaczenia. Etapy, na które można podzielić proces ciągły, to wyodrębnione istotnie różniące się między sobą stany kinematyczno-dynamiczne ruchu ładunku, wynikające z jego bieżącego oddziaływania i usytuowania względem elementów wykonawczych urządzenia rozdzielczego.

Właściwości fizyczne manipulowanych obiektów, niezbędne z uwagi na przyjęte modele, wyznaczono podczas badań doświadczalnych. Właściwości cierne obiektów badano za pomocą metody przeciwbieżnych pól sił tarcia, a właściwości sprężysto-tłumiące – za pomocą metody swobodnego spadku obiektu z wysokości na nieodkształcalne podłoże oraz sprężystą belkę. Przeprowadzone badania doświadczalne stanowią ponadto weryfikację eksperymentalną potwierdzającą słusność przyjętych założeń w modelowaniu zjawiska tarcia suchego i niesprężystego uderzenia ciał.

Przedstawione w pracy rozważania teoretyczne oraz wyniki badań eksperymentalnych rozszerzają możliwości doskonalenia konstrukcji i eksploatacji urządzeń sortujących wkomponowanych w przenośnikowy system transportowy.

ANALYSIS AND MODELLING OF SORTING PROCESS OF SMALL-SIZED UNIT LOADS' STREAM

Summary

The dissertation concerns modelling and analysis of dynamic phenomena occurring in automatic sorting process of unit loads (cubiform objects – postal parcels) transported on conveyors. The distribution of load stream into new shipment directions is realized by means of non-prehensile manipulators, of conveyor transportation system that act on the objects by a push. Manipulators' kinematic structures should be adjusted according to the assumed volume flow of the objects and their physical properties. One expects that the sorting devices ensure precise and reliable realization of the planned manipulation actions avoiding any damage of the objects.

The indications and recommendations necessary for the design of new manipulator solutions, as well as the information on the application ranges of the existing sorting devices, is determined through the analysis of results of numerical optimization. In these investigations, one uses theoretical models of the sorting process which contain the description of physical phenomena occurring during the interaction between the object and the working elements of manipulators. The reaction forces, having the character of an impact, which appear between the object and the working link of manipulator, are defined by a modified Kelvin model. The friction properties of the object are modelled by a non-linear coefficient of friction using a B-spline curve of third degree. The sorting process is treated as a sequence of discrete stages of the movement, which occur one after the other until the load reaches its location in the destination place. The stages, into which one can divide the considered continuous process, are distinct kinematic-dynamic states of the load, significantly different from one another, resulting from current interactions of the object and depending on its location relative to the sorting device.

The physical properties of the manipulated objects, indispensable from the point of view of the assumed models, are determined during experimental tests. The friction properties of the objects are investigated with the use of method of backward friction force fields, while the elastic-damping properties are examined by means of free fall method consisting in dropping the object down from a height on a rigid ground or an elastic beam. Moreover, these tests give the possibility of experimental verification to confirm the correctness of the assumptions accepted in modelling the phenomena of dry friction and inelastic impact of bodies.

The theoretical considerations and the results of investigations presented in this work, extend the possibilities of improving the construction and exploitation of the sorting devices working in conveyor transportation systems.