

14 W

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

Rozprawy
nr 93

ANDRZEJ BOCHAT

MODELOWANIE PROCESU WYBIERANIA
KISZONKI Z SILOSU WIEŻOWEGO
ZA POMOCĄ WYBIERAKA DOLNEGO

4.9

chat, Andrzej.
delowanie procesu wybie

BYDGOSZCZ - 1999

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

Rozprawy
nr 93

ANDRZEJ BOCHAT

MODELOWANIE PROCESU WYBIERANIA
KISZONKI Z SILOSU WIEŻOWEGO
ZA POMOCĄ WYBIERAKA DOLNEGO

Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy



000000061602

BYDGOSZCZ - 1999

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
prof. dr hab. Ojcumiła Stefaniak

OPINIODAWCY

prof. zw. dr inż. Zdzisław Kośmicki
prof. dr hab. inż. Leszek Powierża

REDAKTOR NAUKOWY

prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE

mgr Elżbieta Rudzińska, Zbigniew Gackowski

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy



82074

ISSN 0209-0597

WYDAWNICTWA UCZELNIANE
AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ W BYDGOSZCZY

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. aut. 7,00. Ark. druk. 8,25. Papier druk. kl. III.

Oddano do druku i druk ukończono w maju 1999 r.

Uczelniany Zakład Małej Poligrafii ATR Bydgoszcz, ul. Ks. A. Kordeckiego 20

Zamówienie nr 8/99

99D47/77

Dziękuję Recenzentom, Panom Prof. Zdzisławowi Kośmickiemu i Prof. Leszkowi Powierży za wnikliwą ocenę i cenne uwagi krytyczne wykorzystane przy redagowaniu publikacji.

Autor

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	6
1. WSTĘP.....	7
2. ANALIZA STANU ZAGADNIENIA.....	10
2.1. Uwagi wstępne.....	10
2.2. Ocena wyników dotychczasowych badań procesu rozładunku silosów wieżowych wybierakami dolnymi.....	10
2.3. Analiza zakresu dalszych prac badawczych procesu rozładunku silosów wieżowych wybierakiem dolnym.....	13
3. PROBLEMY BADAWCZE.....	15
4. KONCEPCJA I PROGRAM REALIZACJI ZADANIA.....	16
5. MODEL MATEMATYCZNY OBCIĄŻEŃ ZEWNĘTRZNYCH ZESPOŁU ROBOCZEGO WYBIERAKA.....	23
5.1. Model wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka.....	23
5.2. Model wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka.....	26
5.3. Model wypadkowej siły oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kiszonki.....	33
6. PLAN I PROGRAM BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH.....	38
6.1. Klasyfikacja zmiennych oraz schemat badań.....	38
6.2. Wartości zmiennych niezależnych, plan badań.....	39
7. STANOWISKO BADAWCZE.....	41
8. METODYKA BADAŃ.....	46
8.1. Opis zastosowanych technik pomiarowych w badaniu obciążeń zespołu roboczego wybieraka.....	46
8.1.1. Metoda pomiaru wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka.....	48
8.1.2. Metoda pomiaru wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka.....	49
8.1.3. Metoda pomiaru wypadkowej siły oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kiszonki.....	52
8.1.4. Kontrola przyjętego w programie badań rodzaju ruchu zespołu roboczego wybieraka.....	53
8.1.5. Kontrola przyjętej w programie badań prędkości liniowej łańcucha frezującego.....	54

8.2. Opis przebiegu eksperymentu	54
8.3. Metoda matematycznego opracowania wyników badań.....	55
9. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ	57
9.1. Analiza wyników badań wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka.....	57
9.2. Analiza wyników badań wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka.....	57
9.3. Analiza wyników badań wypadkowej siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki.....	67
10. IDENTYFIKACJA DANYCH DO MODELU MATEMATYCZNEGO.....	103
11. EKSPERYMENT SYMULACYJNY	111
11.1. Obliczenia wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka	111
11.2. Obliczenia wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka.....	112
11.3. Obliczenia wypadkowej siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki	113
12. WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO OBCIĄŻEŃ ZEWNĘTRZNYCH ZESPOŁU ROBOCZEGO WYBIERAKA.....	116
13. WNIOSKI	121
13.1. Wnioski ogólne	121
13.2. Wnioski szczegółowe	121
LITERATURA	124
STRESZCZENIA.....	130

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- f – współczynnik oporu toczenia, m,
 g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,
 h – wysokość słupa kisonki w silosie, cm,
 k_f – opór właściwy skrawania kisonki, kN/mm^2 ,
 K_0 – kręt układu materialnego, $m^2kg\ rad/s$,
 l – odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego, m,
 M_0 – suma geometryczna momentów sił zewnętrznych względem bieguna, $m^2kg\ rad^2/s^2$,
 P_1 – wypadkowa siła biegu luzem zespołu roboczego wybieraka, kN,
 P_2 – wypadkowa siła tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka, kN,
 P_3 – wypadkowa siła oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki, kN,
 P_f – siła skrawania kisonki, kN,
 R – promień silosu, m,
 R_A – siła reakcji dna podstawy silosu na koło podporowe zespołu roboczego wybieraka, kN,
 S – pole powierzchni ramienia frezującego obciążone frezowanym słupem kisonki, m^2 ,
 t – czas, s,
 V – objętość kisonki, m^3 ,
 Y_E – wartość uzyskana z badań,
 Y_{MM} – wartość uzyskana z modelu matematycznego,
 ζ – promień koła podporowego zespołu roboczego wybieraka, m,
 χ – miara adekwatności modelu matematycznego,
 λ – aktywna długość zespołu roboczego wybieraka, m,
 μ_k – współczynnik tarcia kinematycznego,
 ν – współczynnik obciążenia ramienia frezującego,
 ρ – gęstość średnia kisonki, kg/m^3 ,
 τ – podziałka mocowania noży frezujących, m,
 U – prędkość liniowa łańcucha frezującego, m/s,
 φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu, rad, stopień,
 ω_1 – prędkość kątowna zespołu roboczego wybieraka, rad/s,
 ω_2 – prędkość kątowna koła podporowego zespołu roboczego wybieraka, rad/s.

1. WSTĘP

Zdaniem wielu autorów, najkorzystniejszą metodą konserwowania bogatych w białko pasz, z punktu widzenia zmniejszenia strat ilościowych (na skutek gnicia) i strat składników pokarmowych (białka i skrobi), jest oprócz suszenia zakiszanie ich w wieżowych silosach gazoszczelnych [4, 46, 83, 103].

Podstawowe wyposażenie silosów wieżowych stanowią maszyny do ich mechanicznego rozładunku, zwane wybierakami.

Maszyny te, których głównym elementem zespołu roboczego są najczęściej łańcuchy z przymocowanymi nożami (łańcuchy frezujące) lub frezy ślimakowe, można ze względu na sposób rozładunku silosu podzielić na:

- wybieraki do górnego rozładunku silosu ze środkowym lub bocznym szybem zrzutowym,
- wybieraki do dolnego rozładunku silosu z zespołem roboczym wykonującym ruch obrotowy lub wahadłowy.

Przy górnym rozładunku używane są wybieraki pracujące w cyklu okresowym i ciągłym. Obecnie najbardziej rozpowszechnione są wybieraki pracujące w cyklu ciągłym, zawieszane na linach (np. firmy Badger, Selz) lub podparte na własnym układzie jezdnym (np. firmy Volumatic, BIG JIM). Do rozładunku silosów wieżowych sposobem od dołu stosuje się wybieraki systemu Schierholza i Howard Harvestore [40, 61, 97, 103]. Zespół roboczy wybieraków Schierholza stanowi ramię, po obwodzie którego przesuwa się łańcuch bez końca z przymocowanymi nożami, które skrawają kisonkę i transportują ją na zewnątrz silosu. Zespół ten w trakcie procesu roboczego wykonuje ruch wahadłowy względem silosu, przy osi obrotu znajdującej się poza silosem. Zespołem roboczym wybieraków systemu Howard Harvestore jest ramię, po obwodzie którego przesuwa się łańcuch bez końca z przymocowanymi nożami. Zespół roboczy w trakcie funkcjonowania wykonuje ruch obrotowy względem osi głównej silosu i przesuwa wybraną kisonkę do przenośnika skrobakowego, który transportuje ją do bocznego otworu w ścianie silosu lub bezpośrednio do otworu znajdującego się w dnie silosu, który pokrywa się z jego osią symetrii.

W systemie Schierholza konstruowane są między innymi wybieraki firmy Simplex of Cambridge, a w systemie Howard Harvestore wybieraki o tej samej nazwie oraz firmy Alkosil, Fella [74, 97, 103]. Należy jednak stwierdzić, że w ostatnich latach często preferować konstrukcje wybieraków dolnych systemu Schierholza [103, 106]. Wynika to między innymi z faktu łatwiejszego instalowania ich w silosie oraz wyjmowania z niego w stosunku do wybieraków systemu Howard Harvestore. Spowodowane jest to tym, że zespół roboczy wychyla się wokół osi znajdującej się poza silosem (układy napędowe znajdują się także na zewnątrz silosu), co umożliwia jego włożenie i wyjęcie z silosu w każdym ustawieniu. Nie mamy z tym do czynienia w przypadku wybieraków pracujących w systemie Howard Harvestore, gdyż instalowanie ich w silosie lub wyjęcie z niego możliwe jest tylko wówczas, gdy ramiona ich ustalą się na kierunku działania przenośników skrobakowych.

Zdaniem wielu autorów, także autora niniejszej pracy, rozładunek silosów wieżowych sposobem od dołu (a szczególnie przy wykorzystaniu wybieraków, których zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy) jest korzystniejszy w porównaniu ze sposobem od góry, gdyż stwarza możliwość rozładunku silosu również w trakcie jego doładowywania nowym materiałem do zakiszania [31, 40, 61, 74].

Analiza dotychczasowych badań wybieraków dolnych wykazuje, że prowadzone były one w zakresie ograniczonym i polegały przede wszystkim na sprawdzeniu, czy dana konstrukcja spełnia warunek funkcjonalności. Wynika to z faktu, że poszukiwania nowych rozwiązań i doskonalenie istniejących konstrukcji wyprzedziły poznanie zjawisk mechanicznych, zachodzących w procesie skrawania słupa wybieranego materiału, a w związku z tym - opracowanie podstaw teoretycznych ich projektowania. Podobieństwo budowy i zasady funkcjonowania zespołów roboczych wybieraków systemu Schierholza i systemu Howard Harvestore umożliwia zintegrowanie prac na etapie projektowania i konstruowania nowych typów tych maszyn. W związku z tym, w procesie projektowania i konstruowania wybieraków, większość informacji uzyskanych w badaniach wybieraków jednego systemu można transponować na wybieraki drugiego systemu.

Wobec tych faktów, autor, w ramach prowadzonych badań własnych, podjął się systemowego rozwiązania problematyki badawczej, co umożliwi stworzenie banku informacji niezbędnych do prawidłowego projektowania oraz eksploatacji wybieraków dolnych o ruchu wahadłowym zespołu roboczego [8, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30].

Obecnie brak jest informacji niezbędnych do wyznaczenia obciążeń zespołu roboczego wybieraka podczas rozładunku silosu wieżowego.

W pracy przyjęto, że obciążenie wybieraka stanowią siły zewnętrzne, które - oddziałując na będący w ruchu zespół roboczy wybieraka - są skierowane równolegle do kierunku tego ruchu, ale mają przeciwny zwrot.

W świetle powyższych ustaleń za cel niniejszej pracy przyjęto:

1. **Opracowanie modelu matematycznego obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka kiszonki z silosu wieżowego wraz z weryfikacją doświadczalną na podstawie badań prototypu wybieraka.**

Prowadzenie weryfikacyjnych badań laboratoryjnych nie jest wskazane, ze względu na trudności w zamodelowaniu w sposób adekwatny rzeczywistego procesu wybierania kiszonki [106];

2. **Eksperymentalne wyznaczenie wpływu parametrów konstrukcyjnych wybieraka i wysokości słupa kiszonki w silosie na wartość wypadkowych obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka oraz szczegółowe rozkłady tych obciążeń.**

Zweryfikowany doświadczalnie model matematyczny może być wykorzystany do matematycznej optymalizacji konstrukcji zespołu roboczego wybieraka oraz porównywania różnych wariantów rozwiązań wybieraków dolnych systemu Schierholza lub Howard Harvestore. Ponadto, może on być wykorzystany na etapie doboru układu napędowego wybieraka. Natomiast znajomość szczegółowych rozkładów obciążeń jest niezbędna dla przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych konstrukcji, np. z wykorzystaniem MES.

Konfrontacja wyników, uzyskanych na podstawie badań doświadczalnych z wynikami uzyskanymi z modelu, powinna posłużyć wyjaśnieniu w sposób ilościowy i jakościowy wielu nieznanych dotychczas prawidłowości wpływających na proces wybierania kiszonki z silosu metodą od dołu. Proces wybierania kiszonki z silosu związany jest

bezpośrednio z jej skrawaniem. Należy stwierdzić, że jeżeli istnieje obszerna literatura na temat skrawania metali czy też drewna, to praktycznie brak jest takich opracowań z zakresu skrawania kisonki. Istnieje zatem uzasadniona potrzeba zajęcia się tą problematyką.

Ze względu na konieczność wprowadzenia do opracowanego modelu matematycznego wybranych parametrów, opisujących zakiszony materiał, należy przeprowadzić odpowiednie badania dla zebrania danych o jego cechach fizycznych, co weszło również w zakres niniejszej pracy.

2. ANALIZA STANU ZAGADNIENIA

2.1. Uwagi wstępne

Specyficzne elementy budowy i zasady funkcjonowania wybieraków dolnych zostały omówione w 33 pracach [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 33, 40, 52, 61, 74, 97, 103, 106].

Włóknistość i wysoka wilgotność materiału roślinnego sprawiają, że zakiszany materiał ma właściwości fizyczne zupełnie różne od właściwości materiałów sypkich, których wyładowywanie z silosów wieżowych nie następuje z trudności [1, 32, 37, 50, 56, 85, 91, 92]. Dlatego też rozładunek silosów wieżowych wypełnionych kiszonką jest odrębnym problemem, który wymaga pełnego i jak najszybszego opracowania, aby wszelkie nowe rozwiązania nie powstawały jedynie na drodze intuicji konstruktorskiej lub sporadycznych poszukiwań.

2.2. Ocena wyników dotychczasowych badań procesu rozładunku silosów wieżowych wybierakami dolnymi

Warunkiem koniecznym do rozładowywania wybierakiem dolnym silosu wieżowego jest ciągłe opadanie składowanego w nim materiału. Opadanie kiszonki jest w silosie wywołane oddziaływaniem sił grawitacji na ten materiał.

Przeprowadzone przez autora studia literaturowe wykazały, że problematyka doboru cech konstrukcyjnych silosów wieżowych, które mają być rozładowywane wybierakami dolnymi, została rozwiązana w stopniu zadowalającym. Dotyczy tego zagadnienia między innymi niemiecka norma DIN 11621 [103]. Z której normy wynika, że w celu zapewnienia opadania (przesuwania) słupa materiału w silosie, wewnętrzne ściany silosu muszą być gładkie, o małym współczynniku tarcia. Ponadto, silos powinien mieć kształt stożka ściętego o rozbieżności ku dołowi od 0,4 do 0,6%, a jego średnica powinna być większa od 2,5 m.

Z badań literaturowych [55, 97, 103] wynika, że na silosy wieżowe gazoszczelne nadają się następujące materiały i elementy konstrukcyjne:

- aluminiowe blachy spawane,
- bloczki ceramiczne klejone zaprawą betonową,
- bloczki i pustaki betonowe klejone zaprawą betonową,
- stalowe blachy skręcane śrubami (silos od strony wewnętrznej musi być pokryty glazurą szklaną lub powłoką z tworzywa sztucznego, celem zabezpieczenia przed korozją, wynikającą z działania gazów fermentacyjnych oraz cieczy kiszonkowej),
- żywica epoksydowa wzmocniona włóknem szklanym,
- żywica poliestrowa wzmocniona włóknem szklanym.

Śród wymienionych materiałów i elementów konstrukcyjnych najpowszechniej stosuje się żywice wzmocnione włóknem szklanym oraz blachy stalowe [52, 106].

Dotychczas najpełniejsze badania związane z wyznaczeniem właściwości fizycznych materiałów roślinnych, które podlegają zakiszaniu w silosach wieżowych, ze względu na możliwości ich rozładunku wybierakami dolnymi, przeprowadzono w Niemczech. Z badań tych wynika, że materiał przed składowaniem w silosie powinien być pocięty na sieczkę o długości od 0,01 do 0,03 m oraz mieć wilgotność względną od 60 do 70% [103].

W Niemczech prowadzono również badania, które miały na celu ustalenie wartości nacisku, jaki wywiera słupek kiszonki na ściany silosu wieżowego [96]. Wyniki tych badań mają jednak ograniczoną stosowność, gdyż zupełnie inne naciski na ściany silosu może wywierać składowany materiał podczas pracy wybieraka dolnego.

Przeprowadzone studia literaturowe nad badaniem procesu rozładunku upoważniają natomiast autora do stwierdzenia, że dotychczasowe prace badawcze prowadzone były w wąskim zakresie tematycznym. Polegały one przede wszystkim na sprawdzeniu, czy dana konstrukcja wybieraka spełnia funkcje, do których jest przeznaczona [35, 38, 83, 96, 103]. W ograniczonym zakresie podejmowano próbę wyznaczenia wpływu:

- zawartości suchej masy w wybranym materiale,
- gęstości wybranego materiału,
- prędkości liniowej łańcucha frezującego,
- siły docisku zespołu roboczego do skrawanej warstwy materiału,
- na wydajność i pobór energii przez wybierak.

Szczegółowe informacje na ten temat zostały zawarte w pracach [38, 40, 61, 65, 74, 77, 81, 100, 103]. Na podstawie wyników badań przedstawionych w powyższych pracach można stwierdzić, że ze spadkiem wilgotności wybranego materiału, wydajność wybieraków dolnych wzrasta liniowo, przy jednoczesnym spadku (również liniowym) poboru energii przez wybierak.

Największe zasługi w wyznaczeniu wpływu zawartości suchej masy w wybranym materiale na wydajność i pobór energii przez wybierak, w procesie rozładunku silosu wieżowego, położył H. Heege [40]. Prowadził on badania wybieraka systemu Howard Harvestore i stwierdził, że przy rozładunku silosu wieżowego, napełnionego kiszonką z koniczyny, o zawartości suchej masy od 20 do 70%, wydajność wybieraka zmienia się odpowiednio (w przybliżeniu liniowo) od 0,28 do 0,19 kg/s [40]. Przeprowadzone natomiast przez niego badania wpływu zawartości suchej masy w wybranym materiale na jednostkowy pobór energii przez wybierak wykazały, że wielkość ta maleje wraz ze zwiększaniem się zawartości suchej masy w wybranym materiale. Wartość jednostkowego poboru energii przez wybierak zmienia się w granicach od 36 do 108 kJ/kg, przy rozładowywaniu silosu napełnionego kiszonką z trawy i odpowiednio od 9 do 27 kJ/kg, przy rozładunku silosu wieżowego napełnionego kiszonką z kukurydzy [40].

Dotychczasowe badania, prowadzone przez L. Pelletiera, dotyczące wpływu prędkości liniowej łańcucha frezującego na wydajność wybieraka dolnego, którego zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy, wykazały, że zwiększenie tej prędkości ułatwia odrywanie wybieranej kiszonki od łańcucha frezującego [74]. Powoduje to, że odcięte porcje materiału nie będą kilkakrotnie krążyły wraz z łańcuchem, zanim się oderwą i spadną na transporter. L. Pelletier twierdzi również, że zwiększenie prędkości liniowej łańcucha frezującego (L. Pelletier nie podaje, o ile i w jakim zakresie) poprawia oczyszczanie łańcucha z wybranego materiału i umożliwia łatwiejsze zagłębianie się w skrawaną warstwę [74]. Inni badacze stwierdzają, że niecelowe jest znaczne zwiększanie prędkości liniowej łańcucha, gdyż występuje wtedy większa nierównomierność ruchu zespołu roboczego, co powoduje wzrost niestabilności momentu obrotowego na wale

koła napędzającego łańcuch frezujący [40, 74]. Zwiększenie prędkości liniowej łańcucha frezującego w znacznym zakresie jest również niekorzystne ze względu na duży wzrost momentu rozruchowego wybieraka [40, 74]. W dostępnej literaturze brak jest szczegółowych informacji o wpływie prędkości liniowej łańcucha frezującego na przebieg procesu wybierania materiału z silosu wieżowego.

Siłę docisku zespołu roboczego do skrawanej warstwy, w prezentowanych badaniach, analizowano w aspekcie oporów ruchu łańcucha frezującego. Autorzy prac [74, 103] stwierdzają, że nie można stosować bardzo dużych sił docisku zespołu roboczego do skrawanej warstwy materiału (nie podaje się jednak wartości sił), gdyż wzrasta wówczas gwałtownie opór ruchu łańcucha frezującego. Ten fakt jest ich zdaniem przyczyną zwiększenia jednostkowego poboru energii na wybieranie materiału z silosu wieżowego.

Podsumowując ocenę dotychczasowych badań procesu rozładunku silosów wieżowych, można stwierdzić, że miały one przede wszystkim charakter rozpoznawczy. W powyższych badaniach zasygnalizowano jedynie pewne problemy i zależności związane z rozładunkiem silosów wieżowych, przy użyciu wybieraków dolnych. Niemniej informacje z tych badań mają istotną wartość i są niezbędne dla prawidłowego projektowania i konstruowania układu technicznego silos wieżowy - wybierak dolny. Ułatwiają one prawidłowy dobór cech konstrukcyjnych silosów wieżowych oraz określają właściwości fizyczne materiałów, które mają podlegać procesowi zakiszania w tych silosach, ze względu na możliwość ich rozładunku przy wykorzystaniu wybieraków dolnych.

Wyniki tych badań sygnalizują o istotności wpływu niektórych parametrów konstrukcyjnych zespołu roboczego wybieraka na jego wydajność i jednostkowy pobór energii.

Przedstawione powyżej fakty zadecydowały o podjęciu przez autora problematyki badawczej, która związana jest z procesem rozładunku silosu wieżowego, przy użyciu wybieraka dolnego o ruchu wahadłowym zespołu roboczego.

W wyniku prowadzonych przez autora wieloletnich badań rozwiązano następującą problematykę badawczą [7, 31]:

1. Wyznaczono wpływ prędkości liniowej łańcucha frezującego na wydajność uzyskiwaną przez wybierak;
2. Wyznaczono wartość prędkości liniowej łańcucha w aspekcie maksymalizacji uzyskiwanej wydajności;
3. Wyznaczono szczegółową relację pomiędzy prędkością liniową łańcucha frezującego a jednostkowym poborem energii przez wybierak w procesie rozładunku silosu wieżowego;
4. Wyjaśniono wpływ rodzaju ruchu wahadłowego, który wykonuje zespół roboczy, na wydajność i pobór energii przez wybierak;
5. Wyznaczono wpływ prędkości kątowej zespołu roboczego na wydajność i pobór energii przez wybierak;
6. Wykazano związek pomiędzy kształtem geometrycznym noży frezujących oraz ich podziałką mocowania a wydajnością i poborem energii przez wybierak;
7. Wyznaczono wpływ wysokości słupa kisonki w silosie wieżowym na uzyskiwaną wydajność i pobór energii przez wybierak;
8. Wyznaczono wpływ parametrów konstrukcyjnych wybieraka na wartość współczynnika wypełnienia przestrzeni roboczej łańcucha frezującego i opór jego ruchu;
9. Rozpoznano mechanizm zużycia i powstawania uszkodzeń wybranych elementów i podzespołów zespołu roboczego wybieraka;

10. Opracowano model matematyczny, opisujący zespół wybieraka dolnego o ruchu wahadłowym w aspekcie uzyskiwanej przez niego wydajności;
11. Przeprowadzono badania rozpoznawcze obciążeń zespołu roboczego wybieraka podczas jego pracy.

Dotychczas rozwiązana przez autora pracy problematyka badawcza, w połączeniu z wynikami badań innych autorów, wypełnia w stosunkowo szerokim zakresie obszar wiedzy związany z rozładunkiem silosów wieżowych wybierakiem dolnym o ruchu wahadłowym jego zespołu roboczego.

Wykorzystanie wyników tych badań umożliwia prawidłowy dobór:

- wybranych fizycznych właściwości materiałów, które mają podlegać procesowi zakiszania,
- cech konstrukcyjnych silosów wieżowych,
- cech konstrukcyjnych łańcucha frezującego,
- parametrów ruchu zespołu roboczego wybieraka, w aspekcie uzyskiwanej przez niego wydajności i poboru energii.

2.3. Analiza zakresu dalszych prac badawczych procesu rozładunku silosów wieżowych wybierakiem dolnym

Obszar rozwiązywanej dotychczas problematyki badawczej, mimo swego istotnego znaczenia, wykazuje luki, które wymagają wypełnienia.

Obecnie odczuwalny jest brak znajomości obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka podczas skrawania kiszonki w silosie, a w szczególności miejsc przyłożenia sił oraz ich wartości.

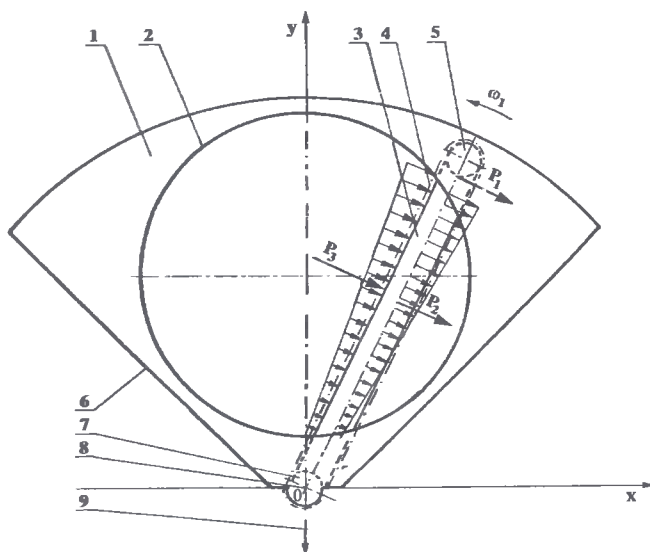
Obciążenia zewnętrzne stanowią:

- siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka,
- siły tarcia pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka,
- siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kiszonki.

W rozważaniach teoretycznych powyżej wymienione siły zastąpiono siłami skupionymi - wypadkowymi:

- biegu luzem zespołu roboczego wybieraka P_1 ,
- tarcia pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka P_2 ,
- oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kiszonki P_3 .

Na rysunku 1 przedstawiono arbitralnie przyjęty układ obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka, który wymaga weryfikacji doświadczalnej celem ustalenia rzeczywistego.



Rys.1. Schemat wybieraka dolnego z arbitralnie przyjętym rozkładem obciążeń zewnętrznych jego zespołu roboczego:

1 – podstawa silosu, która stanowi przestrzeń roboczą dla zespołu roboczego wybieraka, 2 – zarys krawędzi silosu wieżowego, 3 – zespół roboczy (ramię frezujące), 4 – łańcuch z przymocowanymi nożami, 5 – koło łańcuchowe napinające, 6 – zarys krawędzi podstawy silosu, 7 – koło łańcuchowe napędzające łańcuch frezujący, 8 – oś obrotu zespołu roboczego wybieraka, 9 – kierunek wyrzucania kiszonki z silosu wieżowego

3. PROBLEMY BADAWCZE

Z analizy zakresu dalszych prac badawczych, związanych z rozładunkiem silosów wieżowych przy użyciu wybieraka dolnego typu wahadłowego, wynika, że występuje potrzeba przeprowadzenia szczegółowych badań obciążeń zewnętrznych jego zespołu roboczego.

Przedstawione zadanie, postanowił autor tej pracy zrealizować poprzez rozwiązanie następujących problemów, sformułowanych w formie pytań badawczych:

1. Czy przy obecnym stanie wiedzy można opracować adekwatny model matematyczny obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka, przy założeniu, że kiszonka wypełniająca silos wieżowy ma stałą gęstość a noże frezujące są obciążone równomiernie ?
2. Jaki należy przyjąć układ obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka, aby odwzorowywał on z przybliżeniem, przydatnym do celów praktycznych, obciążenia występujące w warunkach rzeczywistych ?
3. Jaki wpływ na obciążenia zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka, przy zadanym jego ruchu wahadłowym, wywierają:
 - prędkość kątowna zespołu roboczego,
 - prędkość liniowa łańcucha frezującego (łańcuch z przymocowanymi nożami),
 - wysokość słupa kiszonki w silosie ?
4. Jaka zachodzi zależność ilościowa pomiędzy siłą skrawania kiszonki łańcuchem frezującym a siłą oporu zagłębiania zespołu roboczego w skrawany materiał ?

Rozwiązanie powyższych problemów badawczych umożliwi wyjaśnienie zjawisk, które towarzyszą procesowi skrawania kiszonki w silosie wieżowym przy użyciu wybieraka dolnego typu wahadłowego. Ponadto, umożliwi identyfikację obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka i opracowanie podstaw teoretycznych do projektowania wybieraków dolnych typu wahadłowego.

4. KONCEPCJA I PROGRAM REALIZACJI ZADANIA

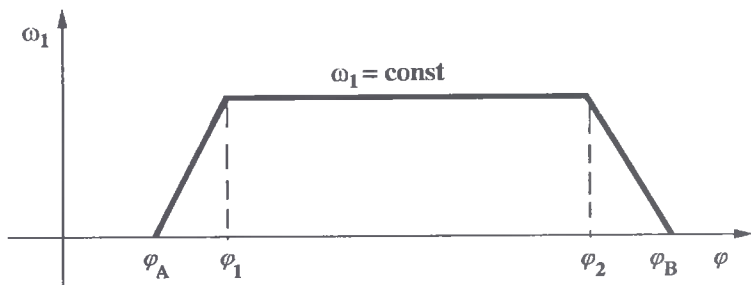
Zakres rozwiązań postawionych problemów badawczych ograniczają następujące założenia:

1. Ze względu na fakt, że kiszonka jako materiał roślinny ma właściwości fizyczne, które ujawniają się w bardzo różnym stopniu, zależnie między innymi od: gatunku i odmiany materiału roślinnego, wilgotności, dojrzałości biologicznej, długości siewki, temperatury, sposobu składowania i czasu przechowywania, to dla potrzeb opracowania modelu matematycznego przyjęto, że gęstość kiszonki wypełniającej silos wieżowy ma stałą wartość;
2. Ze względu na brak odpowiednich wyników badań, w rozważaniach teoretycznych przyjęto, że słup kiszonki stanowi caliznę utworzoną na skutek wystąpienia dużej zwięzłości materiału po zakiszeniu. W literaturze fachowej [45] zwięzłość materiału roślinnego charakteryzowana jest bardzo często współczynnikiem oporu na rozerwanie, który opisany jest stosunkiem siły potrzebnej do oderwania warstwy materiału do powierzchni rozdziału;
3. Zespół roboczy wybieraka stanowi ramię, po obwodzie którego przesuwają się łańcuch bez końca z przymocowanymi nożami. Ramię ma konstrukcję płytową i jest wprowadzane w ruch przez układ dwóch siłowników hydraulicznych. Na jego końcach znajduje się z jednej strony koło łańcuchowe napinające, a z drugiej - napędzające. Ramię podparte jest z jednej strony kołem podporowym, natomiast z drugiej tuleją oporową;
4. Koło podporowe zespołu roboczego toczy się po dnie podstawy silosu bez poślizgu z prędkością kątową ω_2 ;
5. Prędkość kątowa zespołu roboczego ω_1 w czasie trwania procesu skrawania kiszonki jest stała, co przedstawiono na rysunku 2;
6. Łańcuch frezujący przesuwają się po obwodzie ramienia w czasie skrawania kiszonki ruchem jednostajnym z prędkością v ;
7. Wysokość h słupa kiszonki wyznacza odległość pomiędzy zespołem roboczym (płytą górną ramienia) a warstwą wierzchnią kiszonki, zgodnie z rysunkiem 3;
8. Odrywanie porcji kiszonki od calizny występuje na całej wysokości i szerokości noży skrawających;
9. Wartość wypadkowej siły oporu zagłębiania P_3 zespołu roboczego w słup kiszonki jest proporcjonalna do wypadkowej siły skrawania P_f .

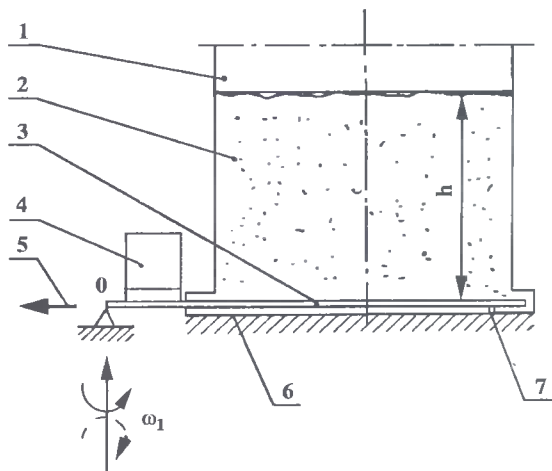
Przyjęcie teoretycznego układu obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka, oprócz siły biegu luzem P_1 , nie jest jednoznacznie możliwe i wymaga dyskusji.

Zakładając, że słup kiszonki stanowi caliznę a jego współczynnik tarcia o ścianę silosu (wskutek przesuwania) jest bardzo mały, dzięki dużej gładkości ściany silosu, można przyjąć, że nacisk kiszonki na ramię zespołu roboczego jest w przybliżeniu równomierny (rys.4). Wobec powyższego, zakładając stałą wartość współczynnika tarcia kinematycznego μ_k pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym, można przyjąć,

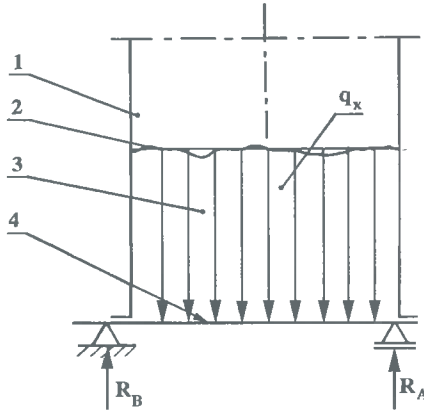
że siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym stanowią obciążenie ciągle o stałym natężeniu q obciążenia (rys.5).



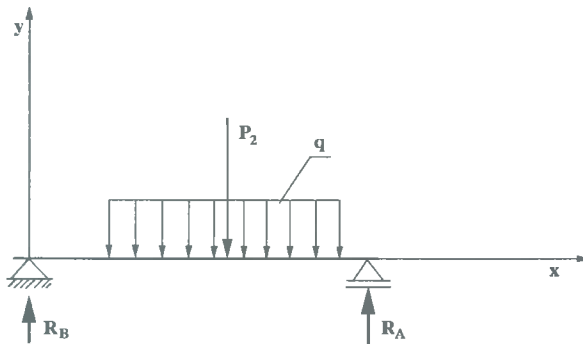
Rys.2. Wykres zmian prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego wybieraka:
 $\rightarrow \varphi_A \varphi_1$ – kąt obrotu zespołu roboczego względem siłosu (docho-
 dzenie zespołu roboczego do słupa kisonki),
 $\rightarrow \varphi_1 \varphi_2$ – kąt obrotu zespołu roboczego względem siłosu (wystę-
 puje proces skrawania kisonki),
 $\rightarrow \varphi_2 \varphi_B$ – kąt obrotu zespołu roboczego względem siłosu (wyjście
 zespołu roboczego ze słupa kisonki)



Rys.3. Schemat wybieraka zainstalowanego w silosie wieżowym:
 1 – silos, 2 – kisonka wypełniająca silos, 3 – zespół roboczy,
 4 – układ napędowy i sterowania wybieraka, 5 – kierunek wyrzucania kisonki, 6 – fundament podstawy silosu, 7 – koło podporowe zespołu roboczego



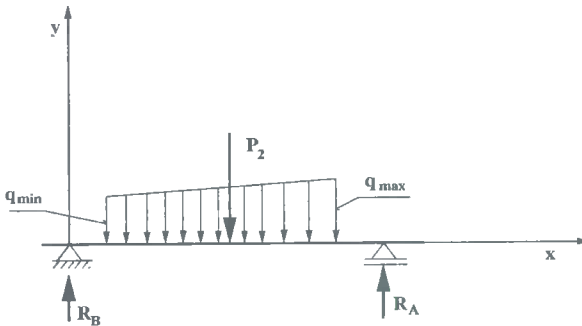
Rys.4. Schemat nacisku kisonki na ramię frezujące:
 1 – silos, 2 – warstwa wierzchnia kisonki,
 3 – kisonka, 4 – płyta górna ramienia frezującego



Rys.5. Rozkład sił tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym i ich wypadkowa

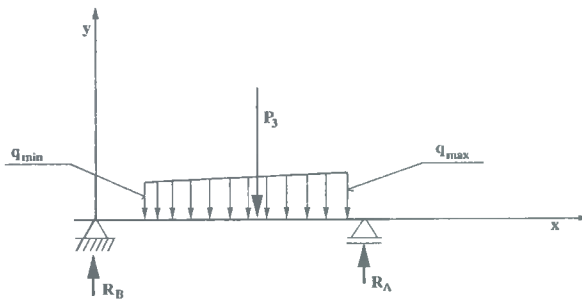
Sugerując się natomiast wynikami badań Chrapacza [45], można przyjąć, że siły te stanowią obciążenie ciągłe liniowo zmienne o natężeniu obciążenia zmieniającym się od q_{\min} do q_{\max} (rys.6). Chrapacz [45] badał zmianę wartości współczynnika tarcia kinematycznego μ_k w funkcji prędkości przesuwu materiału roślinnego względem stali. Z powyższych badań wynika, że przykładowo dla słomy pszennej współczynnik μ_k rośnie (w przybliżeniu proporcjonalnie) wraz ze wzrostem prędkości przesuwu w zakresie od 0 do 150 mm/s. Następnie przy dalszym wzroście prędkości przesuwu (powyżej 150 mm/s) wartość współczynnika μ_k jest w przybliżeniu stała. Zakładając, że prędkość przesuwu zespołu roboczego wybieraka względem kisonki będzie mieściła się w przedziale od 0 do 150 mm/s, można przyjąć, że siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka stanowią obciążenie ciągłe liniowo zmienne. W tym miejscu pozostaje jednak wątpliwość, czy taki sam trend zmian współczynnika tarcia kinematycznego μ_k zachodzi dla kisonki, np. z lucerny, co dla

słomy pszennej. W dostępnej literaturze, autor pracy nie znalazł żadnych informacji na ten temat.



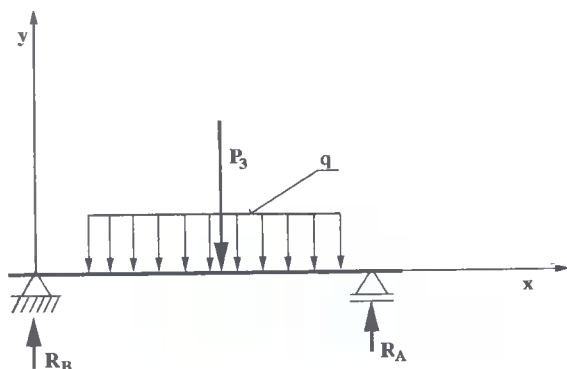
Rys.6. Rozkład sił tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym i ich wypadkowa

Natomiast odnośnie sił oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki można przyjąć, że stanowią one obciążenie liniowo zmienne o natężeniu obciążenia zmieniającym się od q_{min} do q_{max} (rys.7), jeżeli sugerować się będziemy prędkościami obwodowymi poszczególnych punktów zespołu roboczego na skutek ruchu obrotowego (wahadłowego) zespołu roboczego względem stałej osi obrotu O oraz strefą oddziaływań poszczególnych noży na kisonkę.



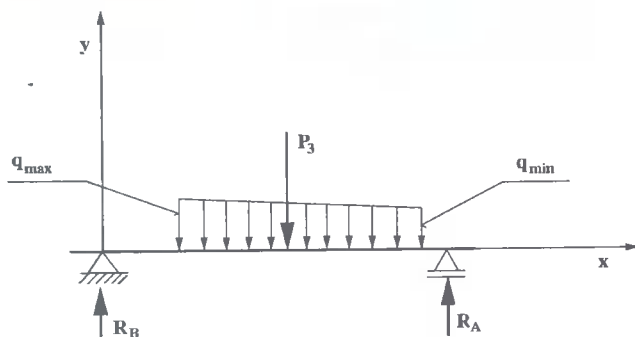
Rys.7. Rozkład sił oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki i ich wypadkowa

Biorąc jednak pod uwagę fakt, że prędkość kątowna zespołów roboczych znanych konstrukcji wybieraków dolnych jest bardzo mała (rzędu setnych części radiana na sekundę), a długość aktywna tych zespołów wynosi od kilku centymetrów do około 3 m, można przyjąć, że siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki stanowią obciążenie ciągłe o stałym natężeniu q obciążenia (rys.8), gdyż prędkości obwodowe poszczególnych punktów zespołu roboczego zmieniają się w bardzo małym zakresie.



Rys.8. Rozkład sił oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki i ich wypadkowa

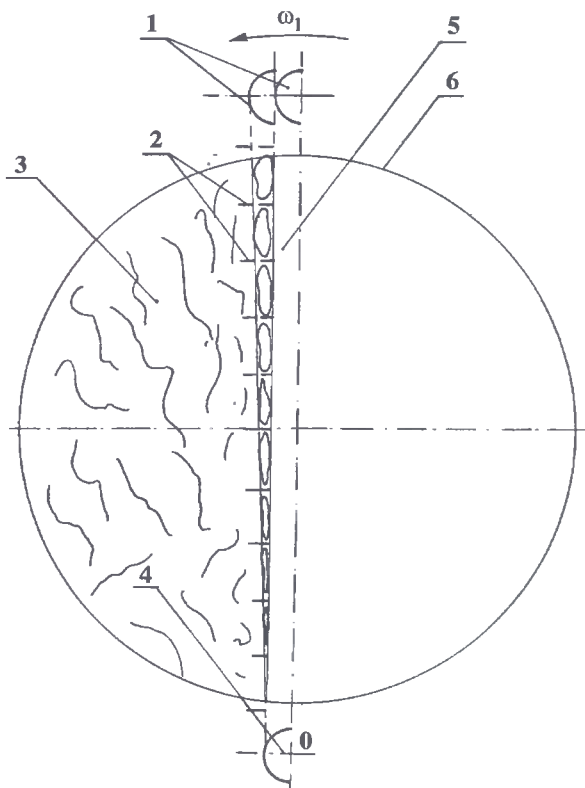
Analizując natomiast nie tylko samą kinematykę ruchu zespołu roboczego, lecz przede wszystkim proces skrawania kisonki przez poszczególne noże, można dojść do przekonania, że siły oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kisonki stanowią obciążenie ciągłe liniowo zmienne o natężeniu obciążenia zmieniającym się od q_{\max} do q_{\min} (rys.9).



Rys.9. Rozkład sił oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki i ich wypadkowa

Teoretyczne uzasadnienie obciążenia powyższego rodzaju może być następujące:

1. W czasie wchodzenia w słup kisonki pojedynczego noża następuje w pierwszej fazie odrywanie kęsów kisonki od calizny i jej transport w kierunku otworu wylotowego bez zbytniego zagęszczania;
2. Przesuwanie się noży frezujących z kisonką w kierunku otworu wylotowego z silosu, przy jednoczesnym ruchu obrotowym (wahadłowym) zespołu roboczego, powoduje narastające zagęszczanie kisonki znajdującej się między dwoma sąsiednimi nożami na skutek dodatkowego skrawania (rys.10), a w efekcie - wzrost oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kisonki w obszarze wychodzenia noży frezujących z silosu.



Rys.10. Schemat skrawania kisonki nożami frezującymi:
 1 – koło łańcuchowe napinające, 2 – dwa sąsiednie noże frezujące, 3 – kisonka – warstwa do skrawania, 4 – koło łańcuchowe napędzające, 5 – zespół roboczy (strona czynna), 6 – silos

Przyjęte na podstawie własnych rozważań układy obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka są, zdaniem autora, najbardziej prawdopodobne, a badania powinny wykazać, które z nich najlepiej odwzorowują rzeczywiste obciążenia zespołu roboczego wybieraka.

Przedstawione i przyjęte powyżej założenia stanowią podstawę do zbudowania modelu matematycznego obciążeń zespołu roboczego wybieraka oraz teoretycznego ich prognozowania.

Brak przyjęcia pewnych uproszczeń wywołałby nadmierne rozbudowanie modelu i występowanie w nim wielu współczynników, a jego wykorzystanie w praktyce byłoby wątpliwe.

W ocenie autora pracy, przyjęte założenia upraszczające można uznać za słuszne, jeżeli wyniki uzyskane z modelu matematycznego, który zostanie zbudowany z uwzględnieniem tych założeń, okażą się zbieżne z wynikami badań. Jako kryteria zbieżności (dopasowania) przyjęto: zgodność trendu zmian obciążeń zewnętrznych wybieraka, wyznaczo-

nych doświadczalnie i uzyskanych z modelu matematycznego oraz zgodność pomiędzy wartościami obciążeń uzyskanych z badań i z modelu matematycznego.

Autor pracy przyjął, że jeżeli stosunek wartości uzyskanej z badań do wartości uzyskanej z modelu matematycznego wynosi od 0,95 do 1,05, to model charakteryzuje się bardzo dobrą zgodnością i jest adekwatny. Błąd względny obliczeń nie przekracza wówczas 5%.

Zatem rozwiązanie postawionych w poprzednim rozdziale problemów badawczych wymaga podjęcia prac, które mają na celu:

- a) opracowanie modelu matematycznego, który odwzorowuje obciążenia zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka;
- b) opracowanie dokumentacji konstrukcyjnej i wykonanie prototypu wybieraka dolnego (obiekt badań);
- c) opracowanie dokumentacji konstrukcyjnej i wykonanie podstawy skrzyniowej silosu, która stanowi przestrzeń roboczą dla zespołu roboczego wybieraka;
- d) zakup silosu wieżowego oraz postawienie go na fundamencie, w którym wcześniej osadzono i zabetonowano podstawę skrzyniową;
- e) wykonanie stanowiska badawczego w skali 1:1, na którym będzie realizowany eksperyment;
- f) ścięcie i podsuszenie, a następnie pocięcie na sieczkę materiału roślinnego do zakiszenia;
- g) załadowanie mechaniczne silosu wcześniej przygotowanym materiałem roślinnym;
- h) wykonanie badań doświadczalnych oraz obliczeń na modelu matematycznym;
- i) przeprowadzenie analizy uzyskanych wyników badań i obliczeń na modelu.

Badania doświadczalne zaplanowano na okres 5 lat, aby otrzymać odpowiednią liczebność prób doświadczalnych, przy zachowaniu w miarę identycznych warunków eksperymentu. Czynnikiem determinującym powyższy fakt jest między innymi sezonowość prac w rolnictwie oraz czas samego procesu zakiszenia materiału roślinnego w silosie, który trwa od 45 do 60 dni. Skrócenie czasu prowadzenia badań okazało się niemożliwe w naszych warunkach klimatycznych.

5. MODEL MATEMATYCZNY OBCIĄŻEŃ ZEWNĘTRZNYCH ZESPOŁU ROBOCZEGO WYBIERAKA

Zgodnie z przeznaczeniem modelu, przyjęto następujące dwie przesłanki, z których wynikało dążenie do:

- uwzględnienia w opisie wszystkich istotnych, ze względu na obciążenie zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka, cech konstrukcyjnych silosu, cech i parametrów konstrukcyjnych zespołu roboczego oraz wybranych cech fizycznych kieszonki;
- zastosowania prostego zapisu matematycznego, dobrze odwzorowującego rzeczywiste wartości wypadkowych sił P_1 , P_2 i P_3 .

5.1. Model wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka

Do obliczenia wypadkowej siły biegu luzem P_1 przyjęto zależność:

$$P_1 = R_A \frac{f}{\zeta}, \quad (1)$$

gdzie-

- R_A – siła reakcji dna podstawy silosu na koło podporowe zespołu roboczego,
- f – współczynnik oporu toczenia (koła podporowego o dno podstawy silosu),
- ζ – promień koła podporowego zespołu roboczego wybieraka.

Wartość siły reakcji R_A można obliczać dwoma sposobami. Pierwszy z nich polega na tym, że pomijamy zjawisko precesji regularnej żyroskopu (ruch kulisty koła podporowego) i wówczas mamy:

$$R_A = mg + R_R, \quad (2)$$

gdzie-

- m – masa koła podporowego,
- g – przyspieszenie ziemskie,
- R_R – siła reakcji obciążenia koła podporowego przez ramię frezujące.

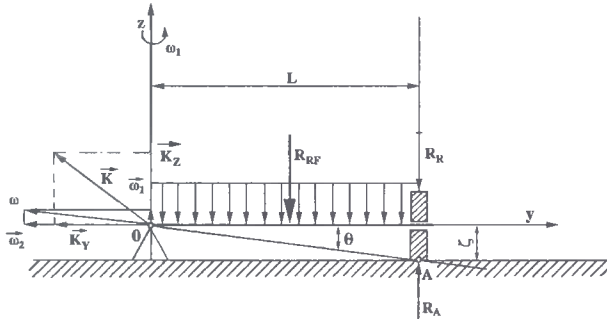
Zatem

$$P_1 = (mg + R_R) \frac{f}{\zeta}. \quad (3)$$

Drugi sposób obliczenia siły reakcji R_A polega na tym, że uwzględniamy w obliczeniach ruch kulisty koła podporowego. Jest to szczególnie uzasadnione przy projek-

towaniu wybieraków o dużych gabarytach, np. do rozładunku silosów o średnicy 5 m i więcej, gdy w niektórych przypadkach trzeba zastosować kilka kół podporowych ramienia i każde z nich ma stosunkowo dużą masę.

Na rysunku 11 przedstawiono schemat pomocniczy do wyznaczania siły R_A . Dla uproszczenia obliczeń przyjęto, że punkt styczności A koła podporowego z podłożem jest w danej chwili nieruchomy i prosta łącząca punkty O i A jest chwilową osią obrotu koła podporowego (rys.11).



Rys.11. Schemat pomocniczy do wyznaczania siły reakcji dna podstawy silosu R_A

Zgodnie z rysunkiem 11 pomiędzy ω_1 i ω_2 zachodzi zależność:

$$\omega_2 = \omega_1 \operatorname{ctg} \Theta = \frac{\omega_1}{\zeta} L. \quad (4)$$

Występujące w równaniu (4) zmienne oznaczają:

ω_1 – prędkość kątową zespołu roboczego,

ω_2 – prędkość kątową obrotu własnego koła podporowego,

L – odległość koła podporowego od osi obrotu O (zespołu roboczego),

Θ – kąt zawarty pomiędzy chwilową osią obrotu OA i osią y.

Dla wyznaczenia siły R_A można wykorzystać zależność:

$$\frac{d\vec{K}}{dt} = \vec{M}_O, \quad (5)$$

zgodnie z którą, pochodna względem czasu krętu układu punktów materialnych względem dowolnego nieruchomego bieguna jest równa sumie geometrycznej momentów wszystkich sił zewnętrznych względem tego samego bieguna.

Składowe krętu K_o można obliczyć poprzez wyznaczenie składowych K_x , K_y i K_z z zależności:

$$K_x = I_x \omega_x, \quad (6)$$

$$K_y = I_y \omega_y, \quad (7)$$

$$K_z = I_z \omega_z, \quad (8)$$

gdzie-

I_x, I_y, I_z – momenty bezwładności zespołu roboczego wybieraka w układzie współrzędnych kartezjańskich Oxyz,
 $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – rzuty wektorów prędkości kątowej ω (rys.11) na osie x, y, z w układzie współrzędnych kartezjańskich.

Zgodnie z rysunkiem 11 mamy:

czyli

$$\begin{aligned} \omega_x &= 0; & \omega_y &= -\omega_2; & \omega_z &= \omega_1, \\ K_x &= 0; & K_y &= -I_y \omega_2; & K_z &= I_z \omega_1. \end{aligned}$$

W związku z tym, otrzymujemy równanie:

$$\vec{K}_o = I_y \vec{\omega}_2 + I_z \vec{\omega}_1. \quad (9)$$

Ze względu na fakt, że w procesie skrawania słupa kisonki przyjęto $\omega = \text{const}$, więc i wartość krętu nie zmienia się, czyli

$$K_o = \text{const},$$

zatem

$$\vec{\omega}_1 \vec{K}_o = \vec{M}_o. \quad (10)$$

Podstawiając do równania (9) za K_o wyrażenie ze wzoru (10), otrzymujemy:

$$\vec{\omega}_1 (I_y \vec{\omega}_2 + I_z \vec{\omega}_1) = \vec{M}_o. \quad (11)$$

Przekształcając równanie (11) otrzymujemy:

$$I_y (\vec{\omega}_1 \vec{\omega}_2) + I_z (\vec{\omega}_1 \vec{\omega}_1) = \vec{M}_o. \quad (12)$$

Drugi składnik równania (12) jest równy zeru, jako iloczyn dwóch równoległych wektorów.

Wobec powyższego mamy ostatecznie:

$$I_y (\vec{\omega}_1 \vec{\omega}_2) = \vec{M}_o. \quad (13)$$

Ze względu na prostopadłość wektorów ω_1 i ω_2 mamy:

$$\left| \vec{\omega}_1 \vec{\omega}_2 \right| = \omega_1 \omega_2, \quad (14)$$

stąd

$$M_o = I_y \omega_1 \omega_2. \quad (15)$$

Na koło podporowe działają trzy siły zewnętrzne, dające moment względem punktu O.

Są nimi:

- siła ciężkości koła podporowego mg ,
 - siła reakcji dna podstawy silosu R_A ,
 - siła reakcji obciążenia koła podporowego przez ramię z łańcuchem R_R .
- Stąd otrzymujemy:

$$M_0 = R_A L - mgL - R_R L \quad (16)$$

lub po podstawieniu (zgodnie z równaniem (15))

$$I_y \omega_1 \omega_2 = R_A L - mgL - R_R L. \quad (17)$$

Z przekształcenia równania (17) wynika, że:

$$R_A = I_y \frac{\omega_1 \omega_2}{L} + mg + R_R. \quad (18)$$

Po podstawieniu do równania (18) za $\omega_2 = \omega_1 \frac{L}{\zeta}$ i $I_y = 0,5m\zeta^2$ otrzymujemy:

$$R_A = \frac{0,5m\zeta^2 \omega_1 \omega_2 \frac{L}{\zeta}}{L} + mg + R_R. \quad (19)$$

Zatem

$$R_A = m\left(\omega_1^2 \frac{\zeta}{2} + g\right) + R_R. \quad (20)$$

Wobec powyższego wypadkową siłę P_1 , przy uwzględnieniu ruchu kulistego koła podporowego, można obliczyć z zależności:

$$P_1 = \left[m\left(\omega_1^2 \frac{\zeta}{2} + g\right) + R_R \right] \frac{f}{\zeta}. \quad (21)$$

Wyrażenie $\frac{1}{2}m\omega_1^2\zeta$ stanowi dodatkową wartość reakcji dynamicznej ze względu na ruch kulisty koła podporowego zespołu roboczego wybieraka. Wartość reakcji R_A , ze wzoru (20), należy obliczyć dla konkretnego rozwiązania zespołu roboczego wybieraka.

Reasumując należy stwierdzić, że wypadkowa siła P_1 , obliczana z zależności (3) lub (21), działa ma ramieniu L (rys.11). Wymiar L w praktyce zdeterminowany jest postacią konstrukcyjną zespołu roboczego wybieraka.

5.2. Model wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka

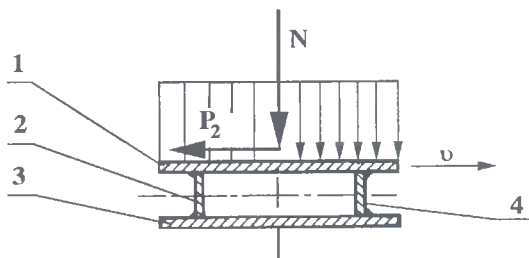
Do obliczania wypadkowej siły tarcia P_2 przyjęto, zgodnie z rysunkiem 12:

$$P_2 = \mu_k N, \quad (22)$$

gdzie-

μ_k – średnia wartość współczynnika tarcia kinematycznego pomiędzy słupem podcinanej kisonki a powierzchnią ramienia frezującego, znajdującą się w obrysie silosu,

N – wypadkowa siła nacisku kisonki na ramię frezujące (jego płytę górną).



Rys.12. Schemat obciążenia płyty górnej ramienia frezującego:
1 – płyta górna, 2 – wspornik, 3 – płyta dolna,
4 – wspornik

Wartość wypadkowej siły N można obliczyć z równania:

$$N = S h \rho g, \quad (23)$$

gdzie-

S – pole powierzchni ramienia frezującego, które jest obciążone słupem kisonki (rys.13),

h – wysokość słupa kisonki,

ρ – gęstość (średnia) kisonki,

g – przyspieszenie ziemskie.

Przyjmując, że $S h = V$, po przekształceniach otrzymujemy zależność do obliczenia wartości wypadkowej siły P_2 :

$$P_2 = \mu_k V \rho g, \quad (24)$$

Pole powierzchni S dla ($45^\circ \leq \varphi < 90^\circ$) można obliczyć z wyrażenia (rys.13):

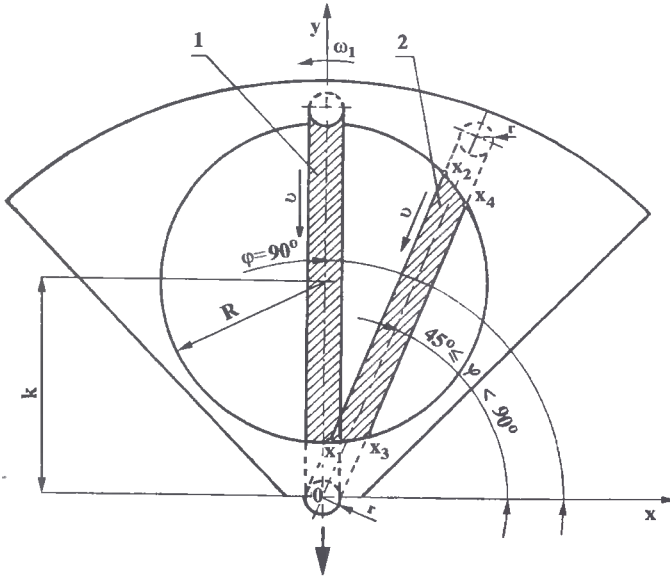
$$S = \int_{x_1}^{x_2} \left(x \operatorname{tg} \varphi + \frac{r}{\cos \varphi} \right) dx + \int_{x_2}^{x_4} \left(k + \sqrt{R^2 - x^2} \right) dx + \\ - \int_{x_3}^{x_4} \left(x \operatorname{tg} \varphi - \frac{r}{\cos \varphi} \right) dx - \int_{x_1}^{x_3} \left(k - \sqrt{R^2 - x^2} \right) dx. \quad (25)$$

W przypadku gdy $\varphi = 90^\circ$, pole powierzchni S obliczamy z wzoru:

$$S = \int_{-r}^r \left(k + \sqrt{R^2 - x^2} \right) dx - \int_{-r}^r \left(k - \sqrt{R^2 - x^2} \right) dx. \quad (26)$$

Występujące we wzorach (25) i (26) stałe i zmienne określono następująco:

- R – promień silosu,
 k – odległość środka okręgu (zarysu krawędzi silosu) od osi Ox,
 φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu,
 r – promień podziałowy koła łańcuchowego, które napędza łańcuch frezujący (promień równy połowie szerokości ramienia frezującego),
 x_1, x_2, x_3, x_4 – wartości odciętych, które wyznaczają punkty przecięcia krawędzi ramienia frezującego z zarysem silosu.



Rys.13. Schemat obrazujący pole powierzchni ramienia frezującego, które jest obciążone kieszonką:

- 1 – pole powierzchni obciążone (zakreśwane) w przypadku gdy $\varphi = 90^{\circ}$,
 2 – pole powierzchni obciążone (zakreśwane) w przypadku gdy $45^{\circ} \leq \varphi < 90^{\circ}$

Krawędzie ramienia frezującego opisano równaniem ogólnym o postaci:

$$y = ax \pm b, \quad (27)$$

gdzie-

$$a = \operatorname{tg} \varphi; \quad b = \frac{r}{\cos \varphi}.$$

Natomiast zarys silosu opisano wzorem na okrąg:

$$x^2 + (y-k)^2 = R^2. \quad (28)$$

Zatem rozwiązanie dwóch układów równań:

$$x^2 + (y-k)^2 = R^2; \quad x^2 + (y-k)^2 = R^2$$

$$y = ax + b; \quad y = ax - b$$

umożliwia wyznaczenie wartości odciętych: x_1, x_2, x_3, x_4 .

Przeto mamy:

$$x_1 = \left[(k-b)\operatorname{tg}\varphi - \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\varphi} - (b-k)^2} \right] \cos^2\varphi, \quad (29)$$

$$x_2 = \left[(k-b)\operatorname{tg}\varphi + \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\varphi} - (b-k)^2} \right] \cos^2\varphi, \quad (30)$$

$$x_3 = \left[(k+b)\operatorname{tg}\varphi - \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\varphi} - (b+k)^2} \right] \cos^2\varphi, \quad (31)$$

$$x_4 = \left[(k+b)\operatorname{tg}\varphi + \sqrt{\frac{R^2}{\cos^2\varphi} - (b+k)^2} \right] \cos^2\varphi. \quad (32)$$

Pole powierzchni S można obliczyć również z zadowalającym przybliżeniem z zależności:

$$S = 2r l_s, \quad (33)$$

gdzie-

$2r$ – szerokość ramienia frezującego (płyty górnej ramienia),

l_s – średnia długość ramienia mierzona w połowie jego szerokości.

Wartość l_s , zgodnie z rysunkiem 13, można obliczyć z zależności:

$$l_s = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \quad (34)$$

w której-

x_1, x_2, y_1, y_2 – pierwiastki układu równań:

$$x^2 + (y-k)^2 = R^2 \quad \text{i} \quad y = ax.$$

Rozwiązanie równania (34) umożliwia wyprowadzenie zależności na obliczenie l_s .
Zatem

$$l_s = \frac{2\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\varphi} \cdot \sqrt{k - \left(\frac{1}{\operatorname{tg}^2\varphi} + 1\right)(k^2 - R^2)}}{\frac{1}{\operatorname{tg}\varphi} + \operatorname{tg}\varphi}. \quad (35)$$

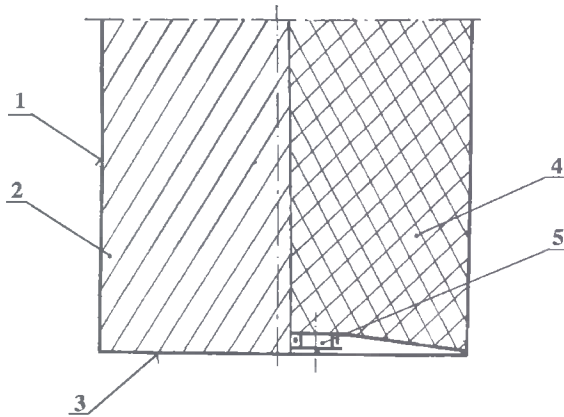
Przedstawiona zależność (24) na wypadkową siłę P_2 nadaje się przede wszystkim do wyznaczenia trendu jej zmian. Można ją wykorzystać, gdyby kisonka była sypkim materiałem. Ze względu na fakt, że słup kisonki należy traktować jako caliznę

o określonej spójności (co zresztą założono i potwierdziły badania wstępne prowadzone przez autora), to do obliczenia wypadkowej siły P_2 , powinno się przyjąć zależność:

$$P_2 = \mu_k V \rho g v. \quad (36)$$

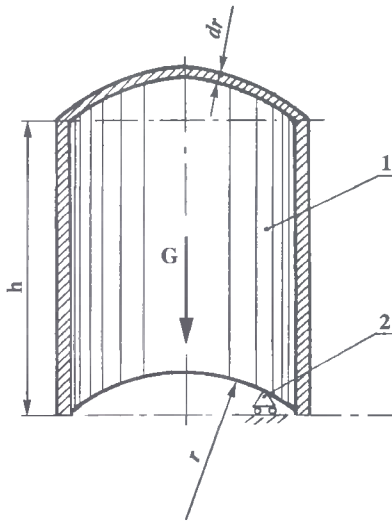
We wzorze (36) jako v wprowadzono bezwymiarowy współczynnik obciążenia ramienia frezującego słupem kisonki.

Dla potrzeb tej pracy bezwymiarowy współczynnik v obciążenia zdefiniowano jako stosunek objętości materiału rzeczywiście obciążającego ramię frezujące (rys.14), do objętości materiału, który obciążałby ramię, w przypadku gdyby kisonka była materiałem sypkim, czyli V we wzorze (24) i (36) równa była iloczynowi S i h .



Rys.14. Przyjęte teoretycznie strefy oddziaływań kisonki:
1 – silos, 2 – kisonka obciążająca podstawę silosu, 3 – podstawa silosu, 4 – kisonka obciążająca zespół roboczy wybieraka, 5 – zespół roboczy wybieraka

Uzasadnienie teoretyczne, wprowadzenia współczynnika v , jest następujące: Jeżeli wydzielimy ze słupa kisonki walcowo-cienkościnną warstwę o grubości dr i wysokości h (rys.15), ramię frezujące zamodelujemy jako podporę przesuwną, która porusza się po dnie podstawy silosu, to parcie wywołane ciężarem walcowo-cienkościennej warstwy kisonki równoważone jest reakcją dna podstawy silosu P_p , siłą tarcia P_t pomiędzy kisonką a ścianą wewnętrzną silosu oraz reakcją podpory przesuwnej R_A .



Rys. 15. Walcowo-cienkościenna warstwa kisonki wydzielona ze słupa kisonki:
1 – warstwa kisonki, 2 – podpora ruchoma

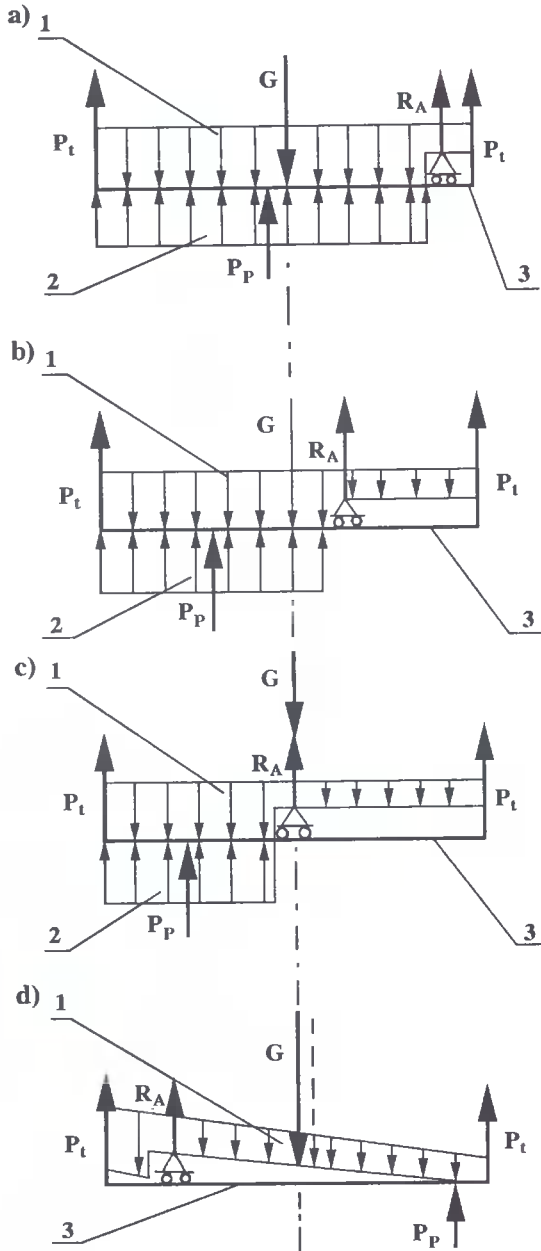
Na rysunku 16 przedstawiono układy obciążeń podstawy silosu i podpory przesuwnej (ramienia) w zależności od położenia podpory względem silosu.

Analizując rysunek 16 można przyjąć, że:

1. Ruch ramienia frezującego (podpory przesuwnej) w kierunku osi symetrii słupa kisonki powoduje w pierwszej fazie obciążenie ramienia materiałem znajdującym się nad samym ramieniem;
2. Dalszy ruch ramienia (w kierunku centralnego położenia względem silosu) powoduje dodatkowe jego obciążenie materiałem znajdującym się po stronie biernej, gdzie nie występuje proces skrawania kisonki;
3. Maksymalne obciążenie ramienia frezującego następuje przy jego centralnym położeniu względem silosu;
4. Dalszy ruch ramienia frezującego powoduje jego odciążenie od nacisku materiału (znajdującego się po stronie biernej ramienia) na skutek wystąpienia odchylenia słupa kisonki. Odchyleniu słupa towarzyszy zmiana położenia jego środka ciężkości.

Przyjęte powyżej postulaty wymagają zweryfikowania na etapie badań doświadczalnych.

Wobec powyższego wartość współczynnika v , w początkowych obliczeniach na modelu matematycznym, należy przyjąć równą 1. Dopiero porównanie wyników badań z wynikami z modelu matematycznego powinno pozwolić na ustalenie wartości współczynnika v .



Rys.16. Układy obciążeń podstawy silosu i podpory przesuwnej (ramienia) w zależności od położenia podpory względem silosu:
 1 – obciążenie wywołane parciem cienkościennej walcowej warstwy kieszonki na dno podstawy silosu, 2 – reakcja dna podstawy silosu, 3 – podstawa silosu nie obciążona bezpośrednio kieszonką

Wartość współczynnika tarcia μ_k do obliczeń teoretycznych należy wyznaczyć eksperymentalnie. Przyjęcie współczynnika na podstawie danych literaturowych jest bardzo ryzykowne, gdyż badacze bardzo często nie podają szczegółowych właściwości fizycznych materiału, na którym prowadzono badania, a które wywierają istotny wpływ na wartość współczynnika μ_k (wilgotność, dojrzałość biologiczna, długość siewki, ułożenie źdźbeł, prędkości przesuwu materiału roślinnego względem powierzchni tarcia).

Według np. Cz. Kanafojskiego różnice wartości współczynnika μ_k z badań mogą sięgać nawet kilkaset procent [45].

Jeśli zaś chodzi o ramię r_2 działania wypadkowej siły P_2 względem osi obrotu O zespołu roboczego wybieraka, to można je wyznaczyć dla danego rozkładu siły z ogólnie znanego równania na moment statyczny figury płaskiej względem osi:

$$r_2 = \frac{\int x dF}{F}, \quad (37)$$

gdzie-

$\int x dF$ – moment statyczny figury płaskiej względem osi y ,

F – całkowite pole powierzchni rozkładu wypadkowej siły P_2 .

5.3. Model wypadkowej siły oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słupek kisonki

Proces skrawania kisonki i jej transportu, nawet w odniesieniu do pojedynczego noża frezującego, jest skomplikowany i dotychczas nie opisany w literaturze fachowej.

Można przyjąć, że pojedynczy nóż frezujący, zagłębiając się w kisonkę, w pierwszej fazie wywołuje jej zgniatanie, a następnie, wskutek przesuwania, skrawanie (odrywanie) ze słupa kisonki większych lub mniejszych porcji i ich transport na zewnątrz silosu. Transportowi kisonki towarzyszy jej tarcie o dno podstawy silosu oraz o słupek kisonki. Ze względu na ruch wahadłowy zespołu roboczego, nóż frezujący jest dociskany do słupa kisonki.

Dokładne ustalenie przebiegu procesu skrawania kisonki i oporów, na które natrafia i które musi pokonać nóż frezujący, jest trudne i praktycznie niemożliwe. Dlatego - chcąc uprościć zagadnienie - wszystkie opory napotymane przez nóż możemy potraktować łącznie, nazywając je oporem skrawania. Przy czym siłą działającą na nóż w kierunku jego ruchu wzdłuż ramienia, potrzebną do pokonania oporu skrawania, nazwano siłą skrawania P_{f1} . Natomiast siłą działającą w kierunku prostopadłym do tego ruchu i przeciwstawiającą się wnikanii noża w słupek kisonki nazwano wypadkową siłą oporu zagłębiania lub siłą odporu P_{31} . By więc mogło nastąpić skrawanie, nóż frezujący musi pokonać nie tylko opór kisonki w kierunku skrawania, lecz również pokonać siłę działającą w kierunku prostopadłym (siłę odporu).

Zgodnie z rysunkiem 17 mamy:

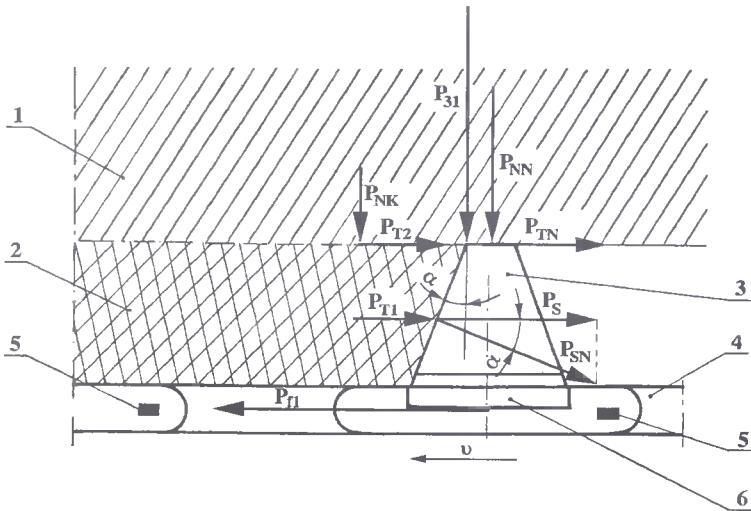
$$P_{f1} = P_S + P_{T1} + P_{T2} + P_{TN} \quad (38)$$

oraz

$$P_{31} = P_{NN} + P_{NK}, \quad (39)$$

gdzie-

- P_S – wypadkowa siła odrywania kieszonki od calizny (słupa kieszonki),
- P_{T1} – wypadkowa siła tarcia transportowanej kieszonki o podstawę silosu,
- P_{T2} – wypadkowa siła tarcia pomiędzy warstwą kieszonki transportowanej między dwoma sąsiednimi nożami a calizną kieszonki,
- P_{TN} – wypadkowa siła tarcia pomiędzy krawędzią noża a calizną kieszonki,
- P_{NN} – wypadkowa siła docisku noża do calizny kieszonki,
- P_{NK} – wypadkowa siła docisku kieszonki znajdującej się pomiędzy nożami do calizny kieszonki.



Rys.17. Schemat obciążenia pojedynczego noża frezującego:

- 1 – calizna kieszonki, 2 – kieszonka transportowana, 3 – nóż frezujący,
- 4 – łańcuch rolkowy, 5 – sworznie łańcucha rolkowego, 6 – kostka (w kształcie prostopadłościanu) do mocowania noża frezującego

W założeniach badawczych dla potrzeb opracowania modelu matematycznego przyjęto, że wypadkowa siła oporu zagłębienia P_3 zespołu roboczego w słup kieszonki jest proporcjonalna do wypadkowej siły skrawania P_f , co można zapisać:

$$P_3 = c P_f, \quad (40)$$

gdzie-

c – bezwymiarowy współczynnik proporcjonalności.

Wobec powyższego można przyjąć, że dla pojedynczego noża frezującego zachodzi również związek:

$$P_{31} = c P_{f1}. \quad (41)$$

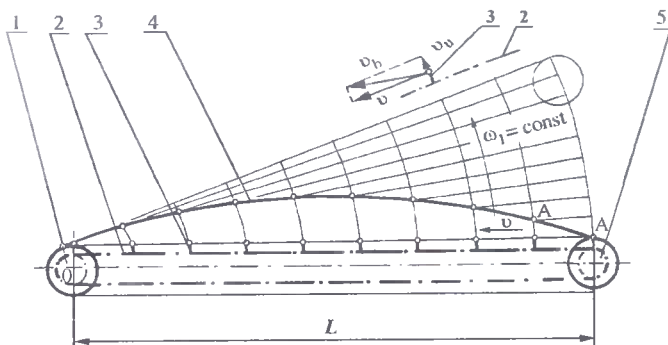
W modelowaniu przyjęto, że siła skrawania jednego noża wynosi:

$$P_{f1} = k_f g_f h_f, \quad (42)$$

gdzie-

- k_f – opór właściwy skrawania kisonki przypadający na nóż frezujący,
- g_f – teoretyczna szerokość warstwy skrawanej przez nóż frezujący,
- h_f – teoretyczna wysokość warstwy skrawanej przez nóż frezujący.

Jeżeli wielkości g_f i h_f nie wymagają zdefiniowania, to k_f zdefiniowano. Jest to opór skrawania wyrażony w niutonach, odniesiony do 1 mm^2 przekroju skrawanej warstwy kisonki, przy czym przekrój skrawanej warstwy leży w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu względnego noża frezującego. W praktyce (w znanych konstrukcjach zespołów roboczych wybieraków) mamy bardzo dużą różnicę pomiędzy prędkością względną u noży frezujących a ich prędkością unoszenia v_u (wynikającą z ruchu złożonego noży frezujących). Wobec powyższego, prędkość względna v noży frezujących prawie pokrywa się (w sensie geometrycznym) z ich prędkością bezwzględną v_b (rys.18).



Rys.18. Schemat przedstawiający trajektorię ruchu noża frezującego:
1 – koło łańcuchowe napędzające, 2 – łańcuch rolkowy, 3 – nóż frezujący, 4 – trajektorie ruchu noża frezującego, 5 – koło łańcuchowe napinające

Z przeprowadzonych studiów literaturowych wynika, że wartość oporu właściwego k_f należy każdorazowo wyznaczać doświadczalnie ze względu na warunki procesu skrawania kisonki [45]. Dla danego zespołu roboczego wybieraka, h_f przyjmuje stałą wartość. Natomiast w bardzo małym zakresie zmienia się wartość g_f , ze względu na ruch wahadłowy (obrotowy) zespołu roboczego wybieraka.

Wychodząc z założenia, że noże frezujące kisonkę są równomiernie obciążone, możemy zapisać, że wypadkowa P_3 wynosi:

$$P_3 = z k_f g_f h_f, \quad (43)$$

gdzie-

- z – liczba noży pracujących jednocześnie.

Liczbę noży pracujących równocześnie można obliczyć z zależności:

$$z = \frac{\lambda}{\tau}, \quad (44)$$

gdzie-

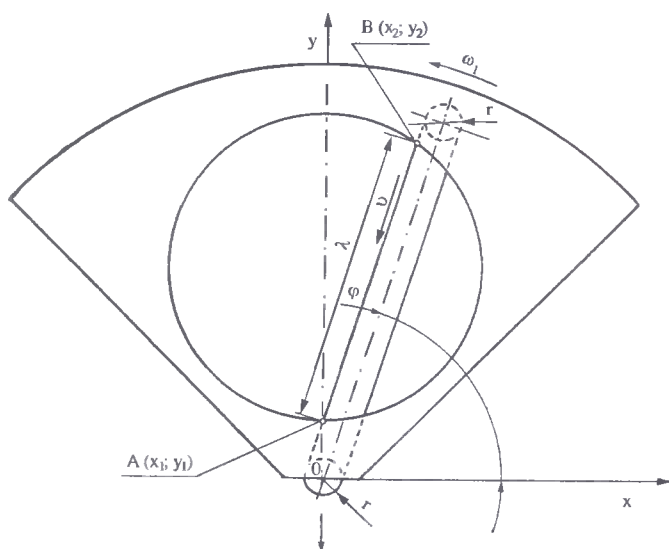
- λ – aktywna długość zespołu roboczego,
- τ – podziałka mocowania noży frezujących.

Wartość λ , zgodnie z rysunkiem 19, można obliczyć z zależności:

$$\lambda = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \quad (45)$$

w której-

x_1, x_2, y_1, y_2 – pierwiastki układu równań (27) i (28).



Rys.19. Schemat pomocniczy do wyznaczenia aktywnej długości zespołu roboczego wybieraka

Rozwiązując równanie (45) otrzymujemy:

$$\lambda = 2 \sqrt{R^2 - \cos^2 \varphi \left(\frac{r}{\cos \varphi} - k \right)^2}. \quad (46)$$

Przyjmując zgodnie z rysunkiem 19:

$$a = \operatorname{tg} \varphi, \quad b = \frac{r}{\cos \varphi} \quad \text{oraz} \quad \varphi = \omega_1 t,$$

wartość wypadkowej siły P_3 można obliczyć z zależności:

$$P_3 = c \cdot k_f \cdot g_f \cdot h_f \frac{2 \sqrt{R^2 - \cos^2 \varphi \left(\frac{r}{\cos \varphi} - k \right)^2}}{\tau} \quad (47)$$

Jeśli zaś chodzi o ramię r_3 działania tej siły względem osi obrotu O zespołu roboczego wybieraka, to można je wyznaczyć w sposób identyczny, jak zasugerowano to w rozdziale 5.2 pracy.

6. PLAN I PROGRAM BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

6.1. Klasyfikacja zmiennych oraz schemat badań

Dla realizacji zadań związanych z podstawowym celem pracy, a co za tym idzie uzyskania odpowiedzi na postawione pytania badawcze, zaplanowano eksperyment.

Jako zmienne niezależne w eksperymencie przyjęto:

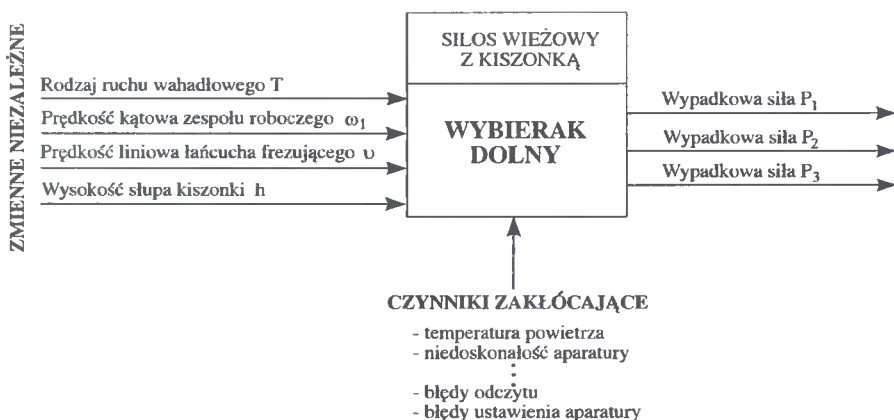
- rodzaj ruchu wahadłowego T, który wykonuje zespół roboczy wybieraka,
- prędkość kątową ω_1 zespołu roboczego wybieraka,
- prędkość liniową v łańcucha frezującego,
- wysokość h słupa kisonki w silosie.

Natomiast jako zmienne zależne, określające obciążenie zewnętrzne zespołu roboczego, przyjęto:

- wypadkową siłę biegu luzem zespołu roboczego wybieraka P_1 ,
- wypadkową siłę tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka P_2 ,
- wypadkową siłę oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki P_3 .

Dla wymienionych powyżej zmiennych przyjęto schemat badań, uwzględniając czynniki zakłócające, które mogą występować podczas badań na skutek zmian warunków zewnętrznych (temperatury i wilgotności powietrza), niedoskonałości aparatury i błędów odczytu.

Schemat badań zilustrowano na rysunku 20.



Rys.20. Schemat badań doświadczalnych wybieraka

Występujące w eksperymencie zmienne niezależne zdefiniowano następująco:

1. W eksperymencie przyjęto, że zespół roboczy będzie poruszał się ruchem wahadłowym ciągłym T_1 lub ruchem wahadłowym przerywanym, ze zmiennym kierunkiem T_2 . Dla określenia przedstawionych powyżej rodzajów ruchu waha-

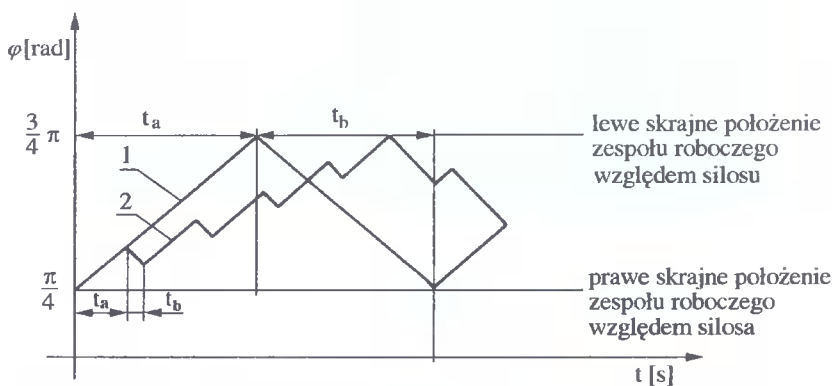
dłowego zespołu roboczego, przyjęto stosunek czasowy - t_a/t_b , gdzie zgodnie z rysunkiem 21 mamy:

t_a – czas ruchu zespołu roboczego, gdy występuje skrawanie kisonki,

t_b – czas ruchu zespołu roboczego w kierunku przeciwnym, gdy nie występuje skrawanie kisonki.

W przypadku gdy zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy ciągły T_1 , to $t_a = t_b$ (czasy odpowiadają przejściu zespołu roboczego wybieraka z jednego skrajnego położenia względem silosu do drugiego). Natomiast gdy zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy przerywany T_2 , to $t_a \neq t_b$;

- Prędkość liniowa łańcucha frezującego v jest to stosunek drogi, przebytej przez dowolny punkt łańcucha frezującego względem słupa kisonki, do czasu przebycia tej drogi w ruchu jednostajnym prostoliniowym;
- Wysokość h słupa kisonki w silosie jest to odległość pomiędzy zespołem roboczym wybieraka (płytą górną ramienia frezującego) a poziomem warstwy wierzchniej kisonki w silosie;
- Prędkość kątowna ω_1 zespołu roboczego wybieraka jest to iloraz kąta obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu i czasu t , w którym ten obrót zaszedł.



Rys. 21. Wykresy ruchu zespołu roboczego wybieraka:

1 - zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy ciągły T_1 ($t_a = t_b$),

2 - zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy przerywany T_2 ($t_a \neq t_b$)

6.2. Wartości zmiennych niezależnych, plan badań

Jak już stwierdzono, zaplanowano wykonać badania dla dwóch rodzajów ruchu wahadłowego T zespołu roboczego wybieraka, stosując pięć prędkości kątowych ω_1 jego ruchu, trzy prędkości liniowe v łańcucha frezującego oraz dla czterech wysokości h słupa kisonki w silosie.

Wartości zmiennych niezależnych: ω_1 , v i h zestawiono w tabeli 1. Natomiast dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 przyjęto stosunek $t_a/t_b = 1$, a dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 - $t_a/t_b = 14/6$ s/s.

Tab.I. Wartości zmiennych niezależnych

Zmienna niezależna	Wartości zmiennych niezależnych				
Prędkość kątowna ω_1 zespołu roboczego [rad/s]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
Prędkość liniowa v łańcucha frezującego [m/s]	0,60		0,80		1,00
Wysokość h słupa kisonki w silosie [m]	2,00	4,00	6,00	8,00	

Wartości zmiennych niezależnych oraz rodzaj ruchu wahadłowego przyjęto na podstawie przeprowadzonych badań wstępnych prototypu wybieraka. W dostępnej literaturze nie znaleziono bowiem szczegółowych informacji na powyższy temat. Parametrów konstrukcyjnych wybieraków nie podają również ich producenci w materiałach firmowych.

Badania wstępne wykazały, że przyjęte wartości zmiennych niezależnych w przedziałach:

$$\omega_1 = 0,010 \div 0,018 \text{ rad/s,}$$

$$v = 0,6 \div 1,0 \text{ m/s,}$$

$$h = 2,0 \div 8,0 \text{ m,}$$

mogą występować w rzeczywistych warunkach eksploatacji wybieraków. Dla przyjętych przedziałów wartości zmiennych niezależnych, stwierdzono poprawność funkcjonowania prototypu wybieraka, ze względu na stabilną pracę oraz określony skutek, czyli zapewnienie wysokiej efektywności procesu rozładunku kisonki z silosu. Badania wstępne wykazały również celowość zastosowania w pracy zespołu roboczego wybieraka, oprócz tradycyjnie stosowanego ruchu wahadłowego ciągłego T_1 , ruchu wahadłowego przerywanego T_2 .

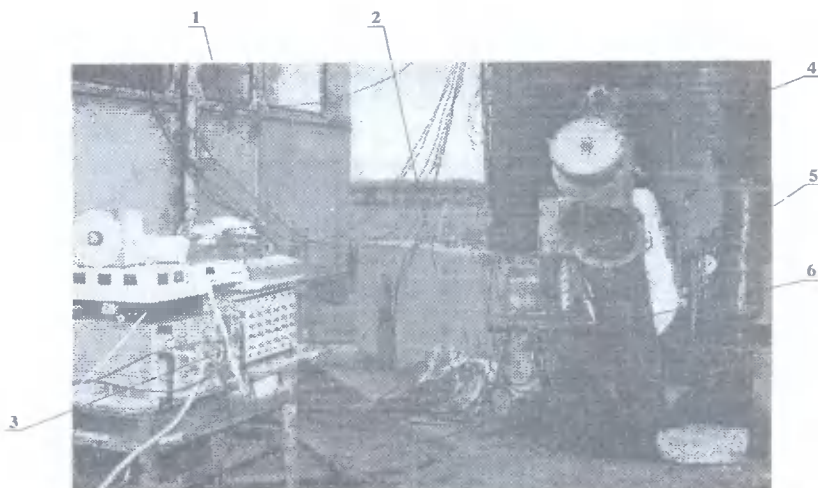
Uzasadnienie dla zastosowania ruchu wahadłowego przerywanego T_2 wynika z faktu, że przy tym ruchu zaobserwowano lepsze oczyszczanie łańcucha frezującego, a to może być przyczyną zmniejszenia obciążenia zespołu roboczego wybieraka podczas skrawania kisonki.

Eksperyment zaplanowano wg klasyfikacji krzyżowej czteroczynnikowej, typu $2 \times 5 \times 3 \times 4$ [69].

7. STANOWISKO BADAWCZE

Dla realizacji badań, autor niniejszej pracy zaprojektował i zbudował stanowisko badawcze.

Na rysunku 22 przedstawiono widok ogólny stanowiska.



Rys.22. Widok ogólny stanowiska badawczego:

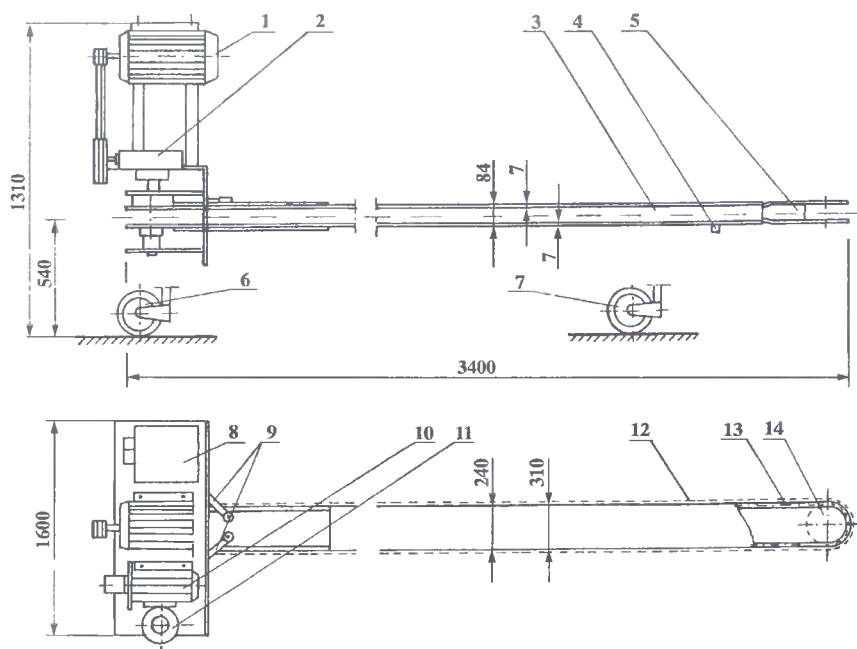
- 1 – przyczepa do przechowywania aparatury pomiarowej i sprzętu komputerowego,
- 2 – podstawa silosu,
- 3 – aparatura pomiarowa,
- 4 – silos wieżowy,
- 5 – wybierak dolny,
- 6 – przenośnik ślimakowy

W skład stanowiska badawczego weszły następujące elementy składowe:

- prototyp wybieraka dolnego, którego zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy,
- silos wieżowy SILPOL-AVR63 (produkcji Mostostalu w Toruniu),
- przenośnik ślimakowy do transportu wybranej kiszonki na przyczepę transportową,
- aparatura i przyrządy pomiarowe,
- 2 komputery klasy IBM PC.

Na rysunku 23 przedstawiono schemat konstrukcyjny prototypu wybieraka.

Zespołem roboczym wybieraka jest ramię o długości 3,40 m, po obwodzie którego przesuwa się łańcuch rolkowy bez końca o podziałce 0,08 m i łącznej liczbie 96 ogniw. Do łańcucha przymocowanych jest 48 noży frezujących w 12 kompletach. Każdy komplet tworzą 4 noże, co odpowiada podziałce mocowania 0,16 m.



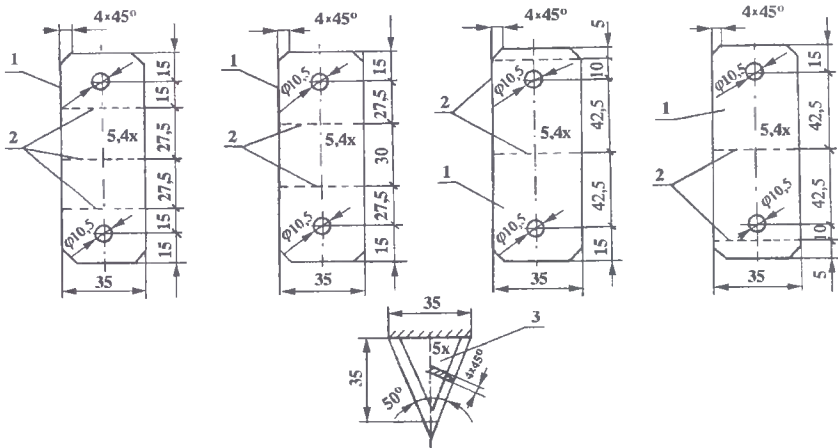
Rys.23. Prototyp wybieraka:

1 – silnik elektryczny Sf 160 M-4RW, 2 – skrzynia przekładniowa, 3 – ramię, 4 – koło podporowe, 5 – końcówka napinająca, 6 – koło jezdne tylne (do transportu wybieraka), 7 – koło jezdne przednie (do transportu wybieraka), 8 – skrzynia sterownicza, 9 – siłowniki hydrauliczne CJ 80/45/2502, 10 – silnik elektryczny S7Je-44b, 11 – zbiornik oleju, 12 – noże frezujące, 13 – łańcuch rolkowy, 14 – koło łańcuchowe napinające

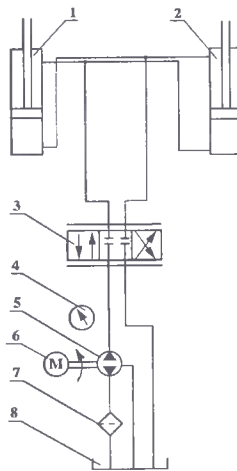
Na rysunku 24 przedstawiono komplet noży frezujących. Każdy nóż składa się z płytki mocującej oraz przyspawanej płytki nożowej. W płytce mocującej nawiercone są dwa otwory, poprzez które śrubami mocuje się nóż do kostek (w kształcie prostopadłościanu) z otworami nagwintowanymi. Kostki natomiast są przyspawane do ogniw łańcucha.

Napęd łańcucha frezującego realizowany jest poprzez koło łańcuchowe napędzające, które uzyskuje napęd od silnika elektrycznego (1) poprzez przekładnię pasową oraz skrzynię przekładniową (2). Zmiana prędkości liniowej łańcucha frezującego dokonuje się poprzez wymianę kół w przekładni pasowej.

W przyjętym rozwiązaniu zespół roboczy wprowadzany jest w ruch wahadłowy przez dwa siłowniki hydrauliczne dwustronnego działania, typu CJ 80/45/250z (rys.23). Schemat układu hydraulicznego, dzięki któremu zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy, przedstawiono na rysunku 25. Powyżej przedstawiony układ hydrauliczny dzięki sterowaniu elektronicznemu pracą silnika elektrycznego SZJe-44b oraz rozdzielacza typu RBS-1016P23HW5L, umożliwia uzyskanie stałej, wcześniej zaprogramowanej, prędkości kątowej zespołu roboczego wybieraka w czasie trwania procesu skrawania kisonki.

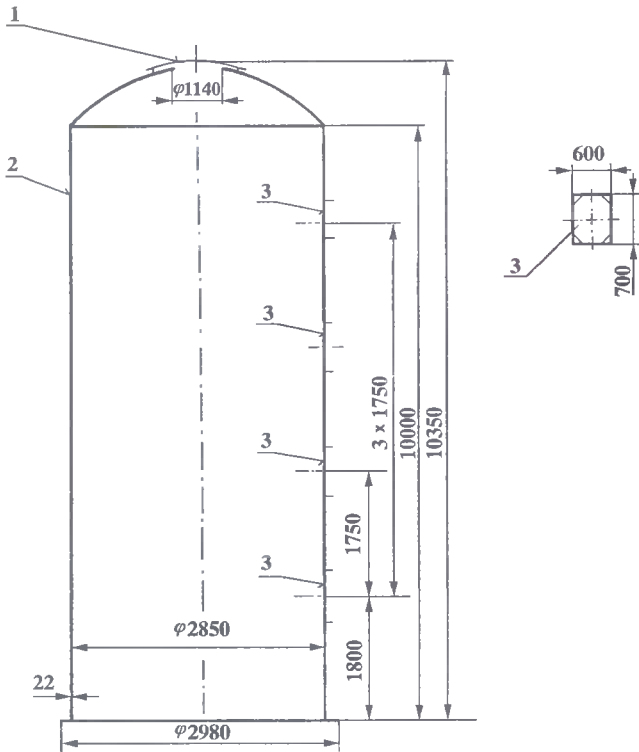


Rys.24. Komplet noży frezujących:
1 – płytka mocująca, 2 – miejsce przyspawania
płytek nożowych, 3 – płytka nożowa



Rys.25. Schemat układu hydraulicznego wybieraka:
1,2 – siłowniki dwustronnego działania typu CJ 380/45/250z,
3 – rozdzielacz typu RBS-1016P23HW5L, 4 – ciśnieniomierz
S 60L1, 5 – pompa hydrauliczna PT-10, 6 – silnik elektryczny
SZJe-44b, 7 – filtr szczelinowy, 8 – zbiornik oleju hydraulicznego

Do produkcji i przechowywania kisonki zastosowano silos wieżowy SILPOL-AVR63, którego wymiary charakterystyczne przedstawiono na rysunku 26. Silos jest zbiornikiem hermetycznym, wykonanym z żywicy poliestrowej, wzmocnionej włóknem szklanym. Jest on przeznaczony do magazynowania materiałów roślinnych o masie usypowej do 10^3 kg/m^3 .



Rys.26. Silos wieżowy SILPOL-AVR63:
1 – włącz górny silosu, 2 – silos, 3 – włącz boczne silosu

W czasie badań wybieraka silos wieżowy wypełniony był kiszonką sporządzoną z lucerny (odmiany Verneuil). Jej cechy charakterystyczne zestawiono w tabeli 2. Do wyznaczenia wybranych cech charakterystycznych kiszonki stosowano tradycyjnie znane metody pomiaru i tak np.: wilgotność kiszonki wyznaczano metodą suszarkowo-wagową, wg PN-76/R64752, temperaturę wybieranej kiszonki mierzono trzema termometrami o cienkościennej kapilarze z dokładnością do 1°C (były one zainstalowane na trzech wysokościach słupa kiszonki: 3,00; 5,00; 7,00 m), średnią gęstość kiszonki wyznaczano wagowo poprzez pomiar masy próbki o objętości 960 cm^3 . Próbkę w kształcie prostopadłościanu o wymiarze $15 \times 8 \times 8\text{ cm}$ wycinano ze słupa kiszonki na czterech wysokościach silosu, tj.: 1,80; 3,55; 5,30; 7,05 m (w miejscach występowania otworów bocznych silosu).

Średnią długość siewczki oraz współczynnik nierównomierności długości wyznaczano metodą, która jest opisana w pracy [45].

W tym celu pobrano z silosu cztery próbki kiszonki, przy czym masa każdej próbki wynosiła 0,5 kg. Próbkę pobierano ręcznie z miejsc, w których występują otwory boczne silosu. Po wymieszaniu próbek, wybraną kiszonkę dzielono na przedziały klasowe względem długości siewczki. Następnie wykonano pomiar masy kiszonki w każdym przedziale. Średnią długość siewczki obliczano jako średnią ważoną z czterech próbek

o łącznej masie 2 kg. Natomiast współczynnik nierównomierności długości siewki obliczano z ilorazu odchylenia standardowego długości siewki i średniej długości siewki.

Tab.2. Charakterystyka kisonki wypełniającej silos

Lp.	Cechy charakterystyczne kisonki	Dane
1	Średnia długość siewki [cm]	2,26
2	Współczynnik nierównomierności długości siewki [%]	25,17
3	Średnia gęstość [kg/m ³]	430
4	Wilgotność względna [%]	60÷65
5	Zastosowany środek konserwujący	Acidol
6	Czas przechowywania w silosie [dni]	45÷60

8. METODYKA BADAŃ

8.1. Opis zastosowanych technik pomiarowych w badaniu obciążeń zespołu roboczego wybieraka

Podczas badań, prowadzonych w ramach omawianego eksperymentu, mierzono i rejestrowano:

- ciśnienia w układzie hydraulicznym wybieraka: p_1, p_2 [MPa],
- prędkość obrotową wału wejściowego skrzyni przekładniowej n_w [rad/s],
- kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu φ [rad],
- siłę nacisku zespołu roboczego obciążonego słupem kisonki (od góry) na jego koło podporowe P_{z1} [kN],
- siłę nacisku zespołu roboczego obciążonego słupem kisonki (od góry) na ramę nośną wybieraka P_{z2} [kN],
- siłę nacisku łańcucha frezującego na 4 listwy prowadzące, z których każda oparta jest na dwóch sworzniach. Wobec tego faktu pomiaru siły ściskającej dokonywano w ośmiu sworzniach: $P_{z3}, P_{z4}, P_{z5}, P_{z6}, P_{z7}, P_{z8}, P_{z9}, P_{z10}$ [kN],
- czas ruchu zespołu roboczego wybieraka podczas procesu wybierania kisonki t [s].

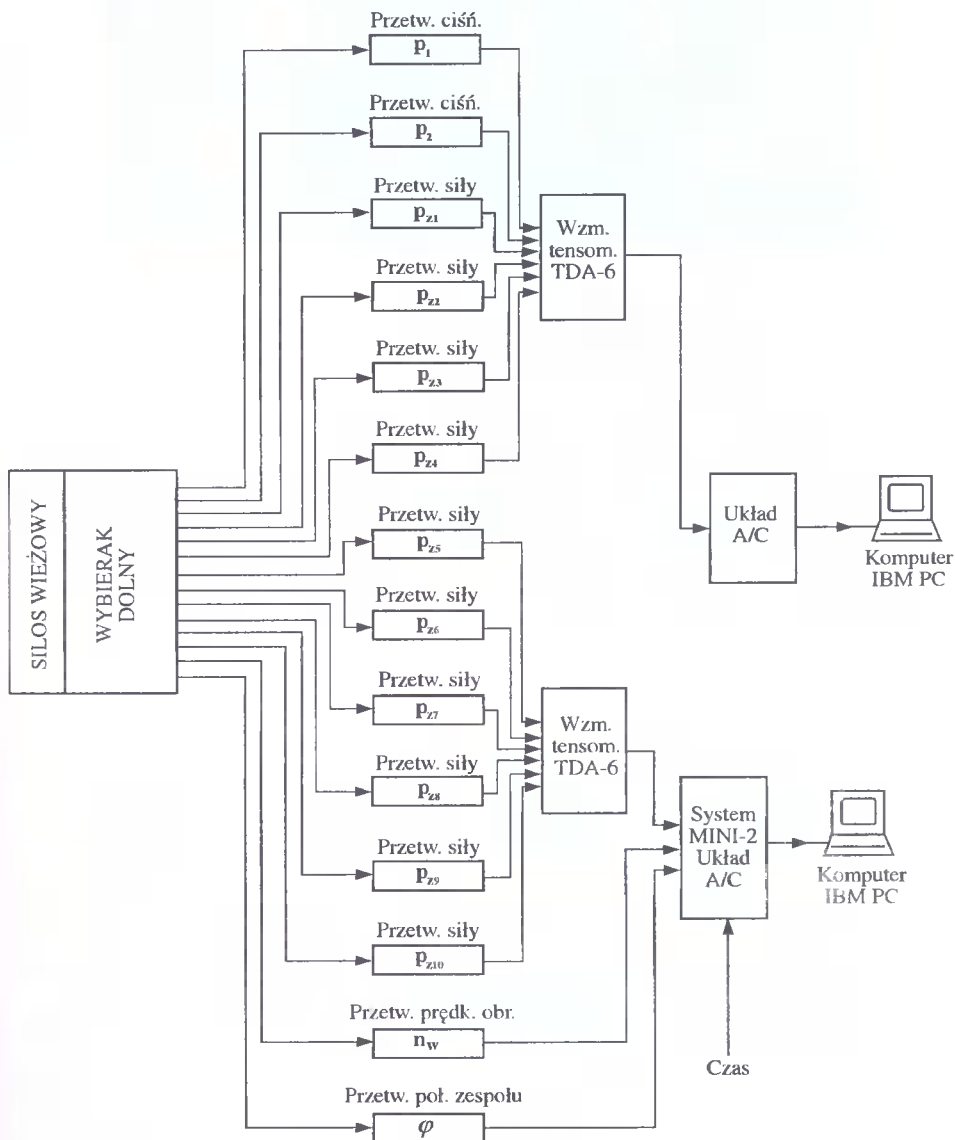
Na rysunku 27 przedstawiono schemat blokowy układu pomiarowo-rejestrującego, który wykorzystano przy pomiarze i rejestracji wymienionych wielkości. Zaprezentowany układ pomiarowo-rejestrujący umożliwia pomiar:

- dwóch ciśnień oleju w układzie hydraulicznym wybieraka, które mierzono za pomocą jednakowych tensometrycznych przetworników ciśnienia własnej konstrukcji, z dokładnością do 0,01 MPa. Przetworniki ciśnienia pokazano na rysunku 28,
- prędkości obrotowej wału wejściowego skrzyni przekładniowej. Prędkość obrotową mierzono za pomocą obrotomierza z fotooptycznym przetwornikiem analogowo-impulsowym, z dokładnością do 0,001 rad/s,
- kąta obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu, który mierzono przetwornikiem tensometrycznym typu PA, z dokładnością do 0,001 rad,
- nacisku zespołu roboczego na jego koło podporowe oraz ramę nośną. Nacisk mierzono za pomocą dwóch przetworników tensometrycznych własnej konstrukcji, z dokładnością do 0,01 kN,
- sił nacisku łańcucha frezującego na 4 listwy prowadzące. Siły nacisku mierzono za pomocą 8 przetworników tensometrycznych własnej konstrukcji, z dokładnością do 0,01 kN,
- czasu przy użyciu układu pomiarowo-rejestrującego MINI-2, z dokładnością do 0,01 s.

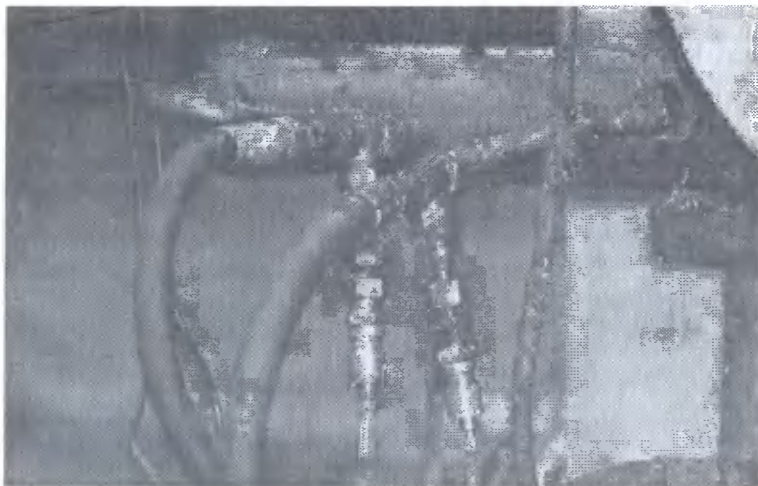
Ponadto w czasie eksperymentu mierzono:

- wysokość słupa kisonki w silosie wieżowym h [m],
- ciśnienie w układzie hydraulicznym wybieraka (w celu bieżącej kontroli działania układu) p_3 [kG/cm²],

– siły rozciągające występujące w ścianie silosu. Siły te mierzono na trzech wysokościach h : 3,00; 5,00; 7,00 m. Na każdej wysokości rozmieszczone były symetrycznie 4 punkty pomiarowe w 4 kolumnach, co 90° . W każdym punkcie pomiarowym znajdowały się dwa tensometry (jeden naklejony pionowo, drugi poziomo). Pomiar sił umożliwił obliczenie naprężeń pionowych i poziomych, występujących w badanym punkcie ściany silosu. Siły mierzono z dokładnością do 0,01 kN.



Rys.27. Schemat blokowy układu pomiarowo-rejestrującego



Rys.28. Widok zainstalowanych dwóch przetworników tensometrycznych ciśnienia

Wymienione wielkości fizyczne mierzono w następujący sposób:

- wysokość słupa wybieranego materiału za pomocą przymiaru liniowego, z dokładnością do 1,00 cm,
- ciśnienie w układzie hydraulicznym wybieraka za pomocą ciśnieniomierza typu S60L1, z dokładnością do 5 kG/cm²,
- siły pionowe i poziome w wybranych punktach ściany silosu za pomocą przetworników tensometrycznych połączonych ze wzmacniaczem tensometrycznym TSA-63. Do wzmacniacza tensometrycznego przyłączona była skrzynia przełączająca PS-63. Pomiar sił dokonywano z dokładnością do 0,01 kN.

8.1.1. Metoda pomiaru wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka

Pomiary wypadkowej siły biegu luzem P_1 zespołu roboczego przeprowadzano przy pustym silosie. Wartość wypadkowej siły biegu luzem P_1 wyznaczano na podstawie pomiarów ciśnienia po stronie roboczej siłowników i przeciwcisnienia. Do tego celu użyto dwóch przetworników tensometrycznych ciśnienia (rys.28). Przetworniki wykonano z elementem sprężystym o kształcie naczynia cienkościennego. Tensometry kratowe RL 5/120 naklejono w układzie pełnego mostka Wheatstone'a [89, 104, 105].

Znając wartość ciśnienia p_1 po stronie roboczej siłowników i przeciwcisnienia p_2 oraz cechy konstrukcyjne siłowników CJ 80/45/250z można było wyznaczyć z ogólnie znanych zależności wartości sił na tłoczysku siłownika nr 1 i nr 2, a w konsekwencji obliczyć wartość wypadkowej siły biegu luzem P_1 z zależności:

$$P_1 = P_w \cos \gamma \text{ [kN]}, \quad (48)$$

gdzie-

P_w – wartość wypadkowej sił działających na tłoczysko siłownika nr 1 i nr 2,

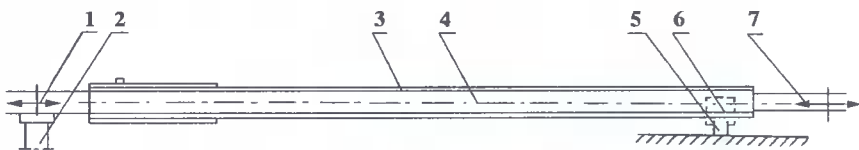
γ – kąt zawarty między kierunkiem działania siły wypadkowej P_w , a kierunkiem prostopadłym do osi symetrii zespołu roboczego.

Wartości kąta γ dla dowolnego położenia zespołu roboczego względem siłosu obliczano analitycznie.

8.1.2. Metoda pomiaru wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kiszonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka

Pomiary wypadkowej siły tarcia P_2 przeprowadzano w sposób pośredni, poprzez pomiar siły nacisku N kiszonki na ramię frezujące (jego płytę górną) oraz pomiar współczynnika tarcia kinematycznego μ_k na powierzchni styku słupa kiszonki i powierzchni ramienia frezującego.

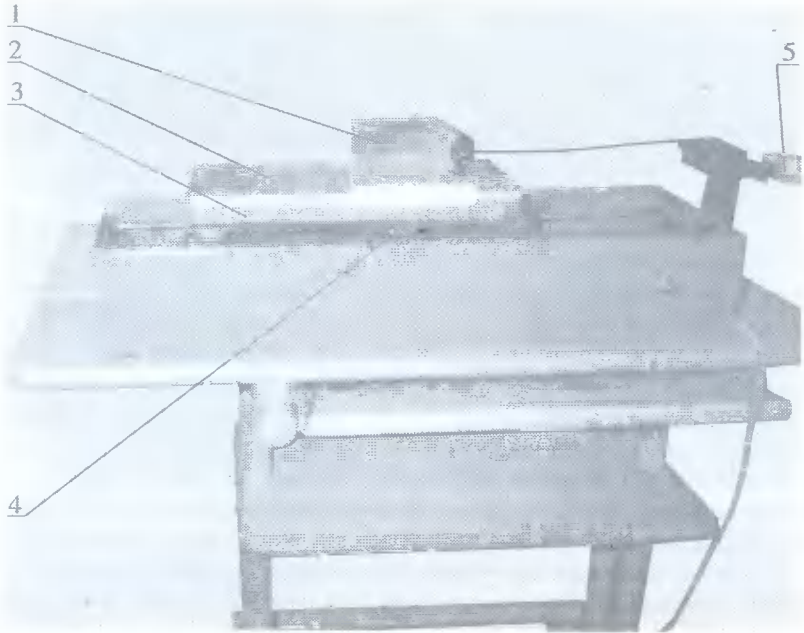
Prowadzone przez autora pracy wcześniejsze badania wykazały, że nacisk słupa kiszonki na ramię frezujące jest w przybliżeniu równomierny i stanowi obciążenie ciągłe ($q = \text{const}$), co opisano w pracy [17]. Wobec tego do wykreślenia nacisku kiszonki na ramię niezbędna jest znajomość wypadkowej siły N oraz długość aktywna zespołu roboczego, mierzona w jego podłużnej osi symetrii. Wartość wypadkowej siły N wyznaczono z pomiarów dokonywanych za pomocą dwóch przetworników tensometrycznych siły, które zainstalowano w dwóch skrajnych miejscach podporowych ramienia, tj. na tulei oporowej zespołu roboczego i na wsporniku koła podporowego, co przedstawiono na rysunku 29. Przetworniki siły wykonano w układzie pełnego mostka Wheatstone'a, używając tensometrów kratowych RL 15/120. Pomiar współczynnika tarcia kinematycznego μ_k wykonywano na skonstruowanym do tego celu stanowisku badawczym. Widok stanowiska przedstawiono na rysunku 30. W trakcie pomiarów kiszonka znajdowała się w naczyniu bez dna (1). Naczynie osadzone było na ruchomym podłożu (2). Podłoże to przesuwano się wraz z wózkiem (3) napędzanym przez silnik elektryczny (4). Podłoże stanowiła blacha stalowa pomalowana farbą antykorozyjną (podobnie jak zespół roboczy prototypu wybieraka). Zmienną prędkość obrotową silnika elektrycznego uzyskiwano dzięki zastosowaniu w układzie zasilania autotransformatora. W czasie pomiaru odczyt siły tarcia dokonywano za pomocą czujnika zegarowego, który wzorcowano przy użyciu dynamometru sprężynowego.



Rys.29. Schemat przedstawiający miejsca zainstalowania przetworników siły na zespole roboczym wybieraka:

1 – koło łańcuchowe napędzające, 2 – tuleja oporowa zespołu roboczego, na której naklejono przetwornik tensometryczny siły, 3 – ramię frezujące, 4 – łańcuch z przymocowanymi nożami frezującymi, 5 – koło podporowe zespołu roboczego, 6 – wspornik koła podporowego, do którego (naklejono) przymocowano przetwornik tensometryczny siły, 7 – koło łańcuchowe napinające

Nacisk kiszonki na podłoże obliczano jako różnicę ciężaru naczynia wypełnionego kiszonką i pustego naczynia.



Rys.30. Widok stanowiska do pomiaru współczynnika tarcia kieszonki:
1 – naczynie pomiarowe, 2 – podłoże, 3 – wózek, 4 – silnik elektryczny, 5 – czujnik zegarowy

Zgodnie z rysunkiem 13 dla średnicy wewnętrznej stosowanego silosu $D = 2,85$ m, odległości $k = 1,85$ m środka zarysu krawędzi wewnętrznej silosu od osi Ox i szerokości ramienia $2r = 0,24$ m, aktywna długość ramienia frezującego λ przyjmuje wartości przedstawione w tabeli 3.

Z tabeli tej wynika, że λ przyjmuje wartość maksymalną równą 2,835 m dla centralnego położenia zespołu roboczego, czyli dla $\varphi = 90^0$. Dla analizowanego układu rozkład prędkości obwodowych ϑ , dla poszczególnych punktów zespołu roboczego, należy rozpatrywać w funkcji prędkości kątowych ω_1 zespołu roboczego wybieraka i promienia wodzącego r_v rozpatrywanego punktu. Dla badanego układu promień wodzący r_v przyjmuje wartości w przedziale od 0,432 do 3,267 m.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń prędkości obwodowych ϑ mamy:

- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1) dla $\omega_1 = 0,010$ rad/s i $r_v = 0,432$ m; | $\vartheta = 4,32 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| $\omega_1 = 0,010$ rad/s i $r_v = 3,267$ m; | $\vartheta = 32,67 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| 2) dla $\omega_1 = 0,012$ rad/s i $r_v = 0,432$ m; | $\vartheta = 5,18 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| $\omega_1 = 0,012$ rad/s i $r_v = 3,267$ m; | $\vartheta = 39,20 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| 3) dla $\omega_1 = 0,014$ rad/s i $r_v = 0,432$ m; | $\vartheta = 6,05 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| $\omega_1 = 0,014$ rad/s i $r_v = 3,267$ m; | $\vartheta = 45,74 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| 4) dla $\omega_1 = 0,016$ rad/s i $r_v = 0,432$ m; | $\vartheta = 6,91 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| $\omega_1 = 0,016$ rad/s i $r_v = 3,267$ m; | $\vartheta = 52,27 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| 5) dla $\omega_1 = 0,018$ rad/s i $r_v = 0,432$ m; | $\vartheta = 7,78 \cdot 10^{-3}$ m/s |
| $\omega_1 = 0,018$ rad/s i $r_v = 3,267$ m; | $\vartheta = 58,81 \cdot 10^{-3}$ m/s |

Tab.3. Wyniki badań wypadkowej siły tarcia P_2 [kN]

Wysokość słupa kiszionki w silosie $h_1 = 2,00$ m									
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135	Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu	
\bar{P}_2	0,46	1,65	1,82	2,40	1,75	0,71	0,43		
	0,06	0,04	0,04	0,04	0,06	0,03	0,03		
	0,13	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06		
$P_{2 \min}$	0,38	1,60	1,75	2,32	1,64	0,65	0,40		
$P_{2 \max}$	0,54	1,71	1,89	2,48	1,84	0,77	0,46		
$ \bar{P}_2 - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$0,41 < m < 0,51$	$1,62 < m < 1,68$	$1,79 < m < 1,85$	$2,37 < m < 2,43$	$1,70 < m < 1,80$	$0,69 < m < 0,73$	$0,41 < m < 0,45$		



Na podstawie otrzymanych wyników należy stwierdzić, że przyrost prędkości obwodowych dla maksymalnej wartości $\lambda = 2,835$ m wynosi $\Delta\vartheta = 28,35 \cdot 10^{-3}$ m/s dla pierwszego przypadku i odpowiednio $\Delta\vartheta = 51,03 \cdot 10^{-3}$ m/s dla piątego przypadku. Wobec powyższego należy stwierdzić, że jest on niewielki mimo znacznej długości zespołu roboczego wybieraka. Znacznie mniejsze przyrosty prędkości $\Delta\vartheta$ mamy dla $\varphi = 45^\circ$, czy $\varphi = 130^\circ$.

Na podstawie otrzymanych wyników można wyprowadzić również podstawowy wniosek, że pomiar współczynnika tarcia μ_k należy wykonać dla prędkości przesuwania podłoża od $4,32 \cdot 10^{-3}$ do $58,81 \cdot 10^{-3}$ m/s. Wobec tego pomiar współczynnika tarcia μ_k wykonano dla prędkości ruchu podłoża od $4,00 \cdot 10^{-3}$ do $59,00 \cdot 10^{-3}$ m/s. Prędkości obwodowe ϑ dla pozostałych położań zespołu roboczego względem silosu i prędkości kątowych zespołu roboczego mieszczą się w przedziale od $4,00 \cdot 10^{-3}$ do $59,00 \cdot 10^{-3}$ m/s.

8.1.3. Metoda pomiaru wypadkowej siły oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki

Zaprojektowany i wykonany układ pomiarowy do wyznaczania wypadkowej siły P_3 umożliwiał w trakcie badań na wyznaczanie jej dwoma sposobami. Pierwszy polegał na tym, że do ustalenia wartości wypadkowej siły oporu zagłębiania P_3 stosowano zależność:

$$P_3 = (P_4 r_4 - P_2 r_2 - P_1 r_1) / r_3 \text{ [kN]}, \quad (49)$$

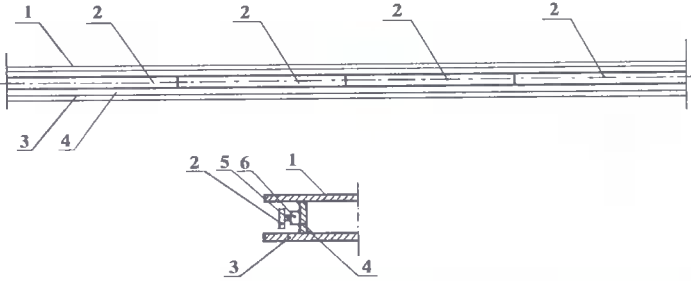
gdzie-

- P_1 – wypadkowa siła biegu luzem zespołu roboczego, wyrażona w [kN],
- P_2 – wypadkowa siła tarcia pomiędzy słupem kisonki a zespołem roboczym, wyrażona w [kN],
- P_4 – wypadkowa siła niezbędna do wprowadzenia w ruch zespół roboczy dla założonej jego prędkości kątowej ω_1 , wyrażona w [kN],
- r_1, r_2, r_3, r_4 – ramiona sił P_1, P_2, P_3 i P_4 względem osi obrotu O zespołu roboczego, wyrażone w [m].

Istotnym utrudnieniem przy stosowaniu tej metody była konieczność wcześniejszego wyznaczenia wartości r_2 i r_3 , które trzeba było wyznaczać każdorazowo na podstawie rozkładu wypadkowych sił P_2 i P_3 . Natomiast r_1 i r_4 przyjmują stałe wartości dla danej konstrukcji zespołu roboczego wybieraka, tj.: $r_1 = 3,20$ m, $r_4 = 0,22$ m. Jeżeli chodzi zaś o pomiar wypadkowej siły P_4 , to dokonywano go w sposób analogiczny, jak siły P_1 z tą różnicą, że nie przy pustym silosie, lecz podczas procesu wybierania kisonki z silosu.

Drugi sposób wyznaczania siły P_3 polegał na wykorzystaniu wyników z pomiarów rozkładu tej siły.

W celu wyznaczenia rozkładu siły oporu zagłębiania zespołu roboczego w słup kisonki, ramię frezujące z jednej strony wyposażono w 4 listwy (rys.31). Powyższe listwy stanowią prowadnice dla rolek łańcucha frezującego. Do każdej listwy przymocowano rozłącznie dwa sworznie. Sworznie osadzono suwliwie w tulejkach przyspawanych do prowadnicy oporowej. Na sworzniach zainstalowano przetworniki tensometryczne w układzie pełnego mostka Wheatstone'a (stosowano tensometry kratowe RL 5/120) w celu pomiaru sił ściskających [89, 95, 104, 105].



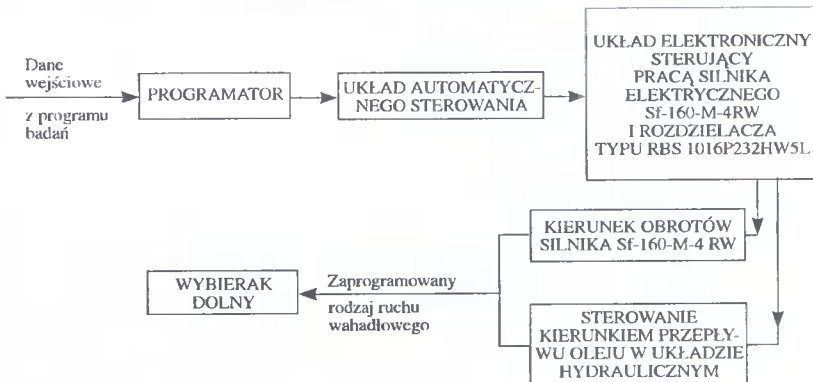
Rys.31. Schemat przedstawiający ramię zespołu roboczego wybieraka:
 1 – płyta górna, 2 – listwy prowadzące, 3 – płyta dolna,
 4 – płyta wspornikowa (prowadnica oporowa), 5 – sworznie,
 6 – tulejka prowadząca

Tulejki przenoszą obciążenia związane z oporami tarcia rolek łańcucha o prowadnice i w związku z tym mierzone siły ściskające w poszczególnych sworzniach odwzorowują opory zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki. Sumując wartości sił w poszczególnych sworzniach można wyznaczyć również wartości wypadkowej siły P_3 .

Przeprowadzone badania wstępne oraz wykonane przez autora obliczenia wykazały, że wyniki uzyskane przy zastosowaniu jednego i drugiego sposobu są porównywalne. Jednak ze względów praktycznych stosowano głównie drugi sposób, gdyż jest on łatwiejszy w zastosowaniu i mniej pracochłonny w obliczeniach.

8.1.4. Kontrola przyjętego w programie badań rodzaju ruchu zespołu roboczego wybieraka

Schemat blokowy układu sterowania ruchem zespołu roboczego wybieraka zilustrowano na rysunku 32. Występujący w układzie sterowania układ elektroniczny sterujący pracą silnika elektrycznego Sf-160-M-4RW i rozdzielacza typu RBS 1016P232HW5L został wykonany na bazie przekaźników czasowych typu PC. Przedstawiony układ sterowania programował udziały czasowe t_a i t_b , zgodnie z przyjętym programem eksperymentu.



Rys.32. Schemat blokowy sterowania ruchem zespołu roboczego wybieraka

Poprawność funkcjonowania układu elektronicznego kontrolowano przez rejestrację zmiany położenia zespołu roboczego wybieraka względem silosu za pomocą przetwornika potencjometrycznego typu PA. Przetwornik ten zamocowano w korpusie skrzyni przekładniowej i poprzez ramię połączono z zespołem roboczym. Wskazania φ przetwornika potencjometrycznego, przy poprawnie funkcjonującym układzie elektronicznym, winny równać się:

$$\varphi = \omega_1 t \quad [\text{rad}], \quad (50)$$

gdzie-

- φ – kąt obrotu zespołu roboczego względem silosu [rad],
- ω_1 – prędkość kątowna zespołu roboczego [rad/s],
- t – czas ruchu zespołu roboczego [s].

8.1.5. Kontrola przyjętej w programie badań prędkości liniowej łańcucha frezującego

Kontrola przyjętej w programie badań prędkości liniowej łańcucha odbywała się przez pomiar prędkości obrotowej wału wejściowego skrzyni przekładniowej n_w , gdyż

$$v = \frac{\pi n_w i_s D_p}{30 \cdot 2}, \quad (51)$$

czyli

$$n_w = \frac{60 v}{\pi i_s D_p} \quad [\text{rad/s}],$$

gdzie-

- v – przyjęta w programie badań prędkość liniowa łańcucha frezującego [m/s],
- i_s – przełożenie całkowite skrzyni przekładniowej ($i_s = 4,44$),
- D_p – średnica podziałowa koła łańcuchowego napędzającego [m].

Średnica podziałowa koła łańcuchowego napędzającego dla badanego zespołu roboczego wybieraka wynosi: $D_p = 0,221$ m.

Do pomiaru prędkości obrotowej n_w użyto obrotomierza z fotooptycznym przetwornikiem analogowo-impulsowym.

8.2. Opis przebiegu eksperymentu

Na 40-60 dni przed każdą serią badań silos wieżowy załadowywano za pomocą dmuchawy T-262 materiałem do zakiszania (lucerną), któremu wcześniej, przy cięciu kombajnem do zielonek Z-320, aplikowano ciekły konserwant Acidol. Po upływie tego czasu wycinano ze słupa kiszonki 4 próbki celem wyznaczenia średniej gęstości kiszonki. Z silosu dodatkowo pobrano ręcznie 4 próbki kiszonki w celu wyznaczenia średniej długości siczki i współczynnika nierównomierności długości. Następnie wybierak

wkładano do silosu przy użyciu specjalnie wykonanego urządzenia i mocowano śrubami do płyty oporowej podstawy silosu. Po zamocowaniu wybieraka instalowano do niego przenośnik ślimakowy wykonany we własnym zakresie, który transportował kisonkę do zbiornika. Zbiornik ten wykorzystano do załadunku wybieranej kisonki na przyczepę transportową.

Następnie łączono wszystkie czujniki, zamocowane do wybieraka, z aparaturą pomiarowo-rejestrującą. Po zainstalowaniu wybieraka oraz pozostałych czujników, podłączonych do aparatury, uruchamiano silnik elektryczny Sf-160M-4RW, napędzający poprzez przekładnię pasową i zębatą stożkową łańcuch frezujący. W następnej kolejności uruchamiano silnik elektryczny SzJe-44b napędzający pompę tłoczkową PT-10.

Po uruchomieniu silników elektrycznych ustalano, za pomocą układu elektronicznego zamontowanego w skrzyni sterowniczej wybieraka, rodzaj ruchu wahadłowego T, który ma wykonywać zespół roboczy (częstość zmian kierunku ruchu t_g/t_b). Układ elektroniczny sterował rozdzielaczem typu RBS-1016P23HW5L. Ciśnienie występujące w siłownikach, które wprowadzają w ruch zespół roboczy wybieraka, regulowano zaworem dławiącym rozdzielacza, kontrolując jednocześnie wskazania ciśnieniomierza typu 60L1 i prędkość kątową zespołu roboczego ω_1 . Prędkości liniowe łańcucha frezującego v , które zostały założone w programie badań, uzyskiwano poprzez zmianę kół pasowych na wale silnika elektrycznego Sf-160 M-4RW.

W trakcie badań czas jednego doświadczenia wynosił 200 [s].

Wyniki pomiarów przetworzone w układach analogowo-cyfrowych rejestrowane były w dwóch komputerach klasy IBM PC (rys.27).

Przed badaniami zasadniczymi obciążen zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka wykonano badania wstępne, które miały na celu sprawdzenie przydatności zaproponowanych metod pomiarowych oraz wyznaczenie liczby powtórzeń w doświadczeniach.

Na podstawie uzyskanych wyników z badań wstępnych obliczono średni błąd względny wyrażony w procentach dla przyjętych metod pomiarowych. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że błędy pomiarów wyniosły w przybliżeniu $\pm 1\%$, co świadczy o wystarczającej dokładności metod pomiarowych.

Ponadto, na podstawie badań wstępnych i analizy statystycznej [6, 44, 48, 57, 58, 59, 60, 73, 76, 88, 93, 99] wyników uzyskanych z tych badań wyznaczono, że każde doświadczenie będzie powtórzone w badaniach zasadniczych dziewięciokrotnie.

8.3. Metoda matematycznego opracowania wyników badań

Na podstawie uzyskanych wyników badań utworzono komputerową bazę danych. Stosując komputer klasy IBM PC, przeprowadzono szczegółową analizę statystyczną otrzymanych wyników badań. Do analizy statystycznej wykorzystano program komputerowy Quattro Pro 4,0, który jest arkuszem kalkulacyjnym.

Przy użyciu powyższego programu w pierwszej kolejności obliczano:

- średnie arytmetyczne z każdego doświadczenia (dla każdej kombinacji zmien-nych niezależnych),
- odchylenie standardowe,
- współczynnik zmienności, który jest ilorazem odchylenia standardowego i średniej arytmetycznej z doświadczenia.

Ponadto ustalano wartość minimalną oraz maksymalną wypadkowych P_1, P_2, P_3 w danym doświadczeniu.

Następnie dla wszystkich powtórzeń z danego doświadczenia, które miało na celu wyznaczenie wypadkowych P_1, P_2, P_3 i ich rozkładów, przeprowadzono analizę regresji wielokrotnej w celu obliczenia równań regresji, które opisują statystyczne związki pomiędzy zmiennymi zależnymi i niezależnymi badań doświadczalnych.

W analizie regresji do badania istotności otrzymanego współczynnika korelacji wielowymiarowej R oraz funkcji regresji stosowano test F -Snedecora oparty na analizie wariancji w równaniu regresji. Natomiast istotność współczynników regresji wielokrotnej badano testem t - Studenta.

W analizie regresji stawiano hipotezę H_0 o nieistotności (na przyjętym poziomie istotności) funkcji regresji w postaci [67]:

$$H_0 : \sigma_{\hat{x}}^2 \leq \sigma_{x-\hat{x}}^2, \text{ jako alternatywną do hipotezy } H_1 : \sigma_{\hat{x}}^2 > \sigma_{x-\hat{x}}^2,$$

gdzie-

$\sigma_{\hat{x}}^2$ – oszacowanie wariancji funkcji regresji,

$\sigma_{x-\hat{x}}^2$ – oszacowanie wariancji resztowej.

Natomiast przy ocenie współczynników regresji stawiano (na przyjętym poziomie istotności) hipotezę H_0 o nieistotności współczynników:

$$H_0 : A_i = 0, \text{ jako alternatywną w stosunku do hipotezy } H_1 : A_i \neq 0,$$

gdzie-

A_i – i -ty współczynnik regresji, $i = 1, \dots, k$.

9. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

9.1. Analiza wyników badań wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka

Przeprowadzone badania oraz analiza statystyczna wyników uzyskanych z tych badań wykazały brak istotności wpływu (dla przyjętych wartości) prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego oraz rodzaju jego ruchu T na wypadkową siłę biegu luzem P_1 , przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Oczywistym jest brak wpływu prędkości liniowej v łańcucha frezującego na wartość wypadkowej siły P_1 . W trakcie badań doświadczalnych wyznaczono, że wartości wypadkowej P_1 oscylowały w przedziale od 0,15 do 0,17 kN, przy średniej wartości 0,16 kN. Ocena odchylenia standardowego dla poszczególnych doświadczeń wyniosła $S = 0,003$ kN. Tej wartości oceny odchylenia standardowego odpowiadała ocena współczynnika zmienności $x_z = 0,02$. Przeprowadzona przez autora ocena przedziałów ufności średniej m badanej cechy (wypadkowej siły P_1) wykazała, że przedział (0,157, 0,163) kN z prawdopodobieństwem $1 - \alpha = 0,95$ obejmuje średnią m .

Uogólniając rozpatrywane zagadnienie należy stwierdzić, że dla przyjętych zmiennych niezależnych, wypadkowa siła biegu luzem P_1 jest w przybliżeniu stała. Stosunkowo mała jej wartość świadczy o poprawności wykonania podstawy silosu, a w szczególności jej dna, po którym porusza się bezpośrednio koło podporowe zespołu roboczego wybieraka ze stałym oporem toczenia.

9.2. Analiza wyników badań wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka

Przeprowadzone badania (na stanowisku opisanym w rozdz. 8.1.2) współczynnika tarcia kinematycznego μ_k pomiędzy kisonką a podłożem modelującym powierzchnię ramienia frezującego wykazały, że dla przyjętych prędkości przesuwu podłoża od 4 do 60 mm/s, współczynnik μ_k przyjmuje w przybliżeniu stałą wartość, równą 0,32. Badania prowadzono dla pięciu prędkości przesuwu, tj.: 4; 10; 20; 50; 60 mm/s.

W czasie badań uzyskiwane wartości współczynnika μ_k mieściły się w przedziale od 0,30 do 0,34. Ocena odchylenia standardowego dla poszczególnych doświadczeń wyniosła $S = 0,03$. Powyższej wartości oceny odchylenia standardowego odpowiadała ocena współczynnika zmienności $x_z = 0,02$.

Na podstawie przeprowadzonych badań współczynnika μ_k oraz przeprowadzonych badań siły nacisku N na ramię frezujące [17] należy stwierdzić, że rozkład wypadkowej siły tarcia P_2 jest ciągły o natężeniu $q = \text{const}$.

W tabelach 3, 4, 5 i 6 zestawiono wartości statystyk obliczone dla poszczególnych układów zmiennych niezależnych przy badaniu wypadkowej siły P_2 . W powyższych tabelach zawarto również ocenę przedziałów ufności średniej m badanej cechy (wypadkowej siły P_2) na poziomie ufności $\alpha = 0,05$.

Tab.4. Wyniki badań wypadkowej siły tarcia P_2 [kN]

Wysokość stupa kiszonki w silosie $h_2 = 4,00$ m										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_2}$	1,05	2,60	3,69	4,21	2,51	1,70	0,75			
S	0,05	0,06	0,08	0,08	0,09	0,09	0,06			
x_z	0,05	0,02	0,02	0,02	0,04	0,05	0,08			
$P_{2 \min}$	0,97	2,48	3,57	4,10	2,39	1,58	0,65			
$P_{2 \max}$	1,11	2,70	3,80	4,32	2,63	1,82	0,85			
$\left \overline{P_2} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$1,01 < m < 1,09$	$2,55 < m < 2,65$	$3,63 < m < 3,75$	$4,15 < m < 4,27$	$2,44 < m < 2,58$	$1,63 < m < 1,77$	$0,70 < m < 0,80$			

Tab.5. Wyniki badań wypadkowej siły tarcia P_2 [kN]

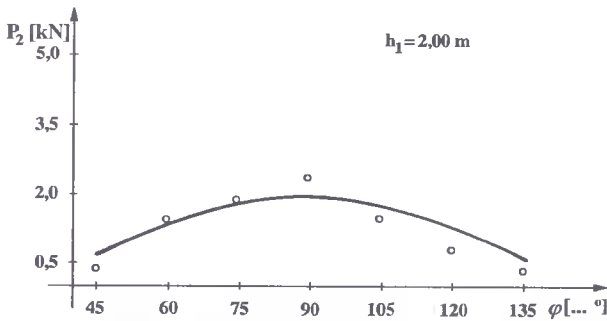
Wysokość słupa kiszonki w silosie $h_3 = 6,00$ m										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_2}$	1,31	4,70	5,59	6,45	5,25	3,29	1,47			
S	0,05	0,16	0,12	0,24	0,10	0,15	0,08			
x_z	0,04	0,03	0,02	0,04	0,02	0,04	0,05			
$P_{2\min}$	1,22	4,50	5,39	5,89	5,09	3,10	1,35			
$P_{2\max}$	1,40	4,99	5,83	6,75	5,38	3,51	1,60			
$ \overline{P_2} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	1,27 < m < 1,35	4,64 < m < 4,90	5,49 < m < 5,69	6,26 < m < 6,64	5,17 < m < 5,33	3,17 < m < 3,41	1,41 < m < 1,53			

Tab.6. Wyniki badań wypadkowej siły tarcia P_2 [kN]

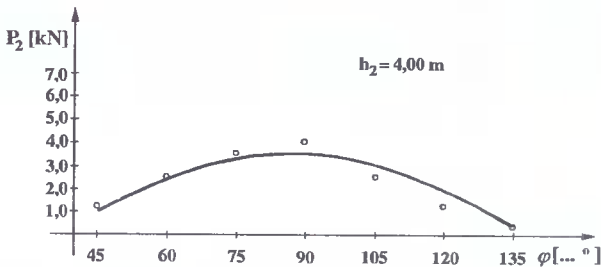
Wysokość słupa kiszonki w silosie $h_4 = 8,00$ m									
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu									
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135		
$\overline{P_2}$	1,34	5,93	7,11	7,67	5,19	4,17	2,32		
S	0,07	0,10	0,12	0,18	0,11	0,12	0,18		
x_z	0,05	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,08		
$P_{2\min}$	1,22	5,78	6,92	7,38	5,01	3,99	2,02		
$P_{2\max}$	1,44	6,11	7,32	7,92	5,40	4,40	2,72		
$ \overline{P_2} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$1,28 < m < 1,40$	$5,85 < m < 6,01$	$7,01 < m < 7,20$	$7,52 < m < 7,82$	$5,10 < m < 5,28$	$4,07 < m < 4,27$	$2,17 < m < 2,47$		

Odnosząc się do danych zawartych w powyższych tabelach należy stwierdzić, że średnie wartości wypadkowej siły P_2 , uzyskane z poszczególnych doświadczeń, wyznaczono statystycznie ze zbiorów o małym rozrzucie wyników, gdyż ocena odchyłeń standardowych dla przeprowadzonych doświadczeń mieściła się w przedziale od 0,03 do 0,18 kN. Powyższym wartościom oceny odchyłeń standardowych odpowiadały oceny współczynnika zmienności $x_z = 0,04$ i $x_z = 0,02$. Przeprowadzone badania oraz analiza regresji wyników z tych badań wykazały brak istotności, na przyjętym poziomie istotności $\alpha = 0,05$, wpływu prędkości kątowej zespołu roboczego ω_1 , prędkości liniowej łańcucha frezującego v i rodzaju ruchu T zespołu roboczego na wypadkową siłę P_2 . Istotny wpływ wywiera natomiast, na poziomie istotności $\alpha = 0,01$, kąt obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu oraz wysokość h słupa kisonki w silosie.

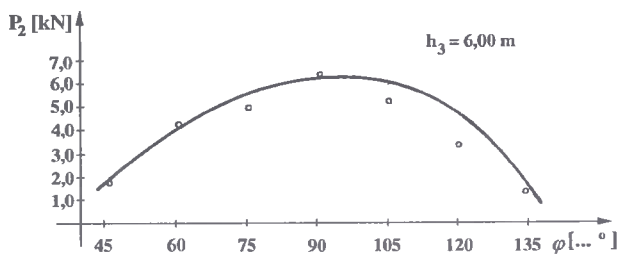
Na rysunkach 33, 34, 35 i 36 przedstawiono wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu na wartości wypadkowej siły P_2 przy poszczególnych wysokościach h słupa kisonki w silosie. Wykresy powyższe sporządzono na podstawie opracowanych równań regresji. Natomiast dodatkowe punkty zamieszczone na wykresach oznaczają wartości średnie wypadkowej siły P_2 , uzyskane w poszczególnych doświadczeniach.



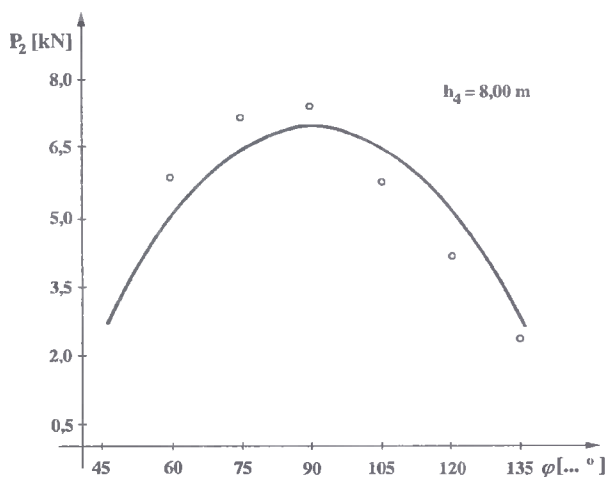
Rys.33. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu na wypadkową siłę tarcia P_2 dla wysokości $h_1 = 2,00$ m słupa kisonki w silosie



Rys.34. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu na wypadkową siłę tarcia P_2 dla wysokości $h_2 = 4,00$ m słupa kisonki w silosie



Rys.35. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu na wypadkową siłę tarcia P_2 dla wysokości $h_3 = 6,00$ m stupa kisonki w silosie



Rys.36. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu na wypadkową siłę tarcia P_2 dla wysokości $h_4 = 8,00$ m stupa kisonki w silosie

Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunkach 33, 34, 35 i 36 wynika, że dla kąta obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu w przedziale od 45^0 do 135^0 wartość wypadkowej siły P_2 najpierw zwiększa się, a po przekroczeniu 90^0 zaczyna maleć (maksymalne wartości wypadkowej tej siły otrzymano dla $\varphi = 90^0$), przy czym przebieg zmian wartości wypadkowej jest zgodny z przebiegiem funkcji kwadratowej:

$$P_2 = A\varphi + B\varphi^2 + C, \quad (52)$$

gdzie-

A, B – współczynnik regresji,

C – wyraz wolny,

φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu.

Wyprowadzone funkcje regresji dla krzywych przedstawionych na rysunkach 33, 34, 35 i 36 przyjmują w kolejności następujące postaci:

$$1) \quad P_2 = 0,1461\varphi - 8,4 \cdot 10^{-4}\varphi^2 - 4,2850 \quad (53)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,930$
- odchylenie standardowe regresji $S = 0,269$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 193,901$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 18,412$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -19,221$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ $A (0,1303, 0,1620)$
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ $B (-9,3 \cdot 10^{-4}, -7,5 \cdot 10^{-4});$

$$2) \quad P_2 = 0,2428\varphi - 0,0014\varphi^2 - 6,8916 \quad (54)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,938$
- odchylenie standardowe regresji $S = 0,424$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 221,884$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 19,468$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -20,417$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ $A (0,2178, 0,2677)$
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ $B (-0,0015, -0,0013);$

$$3) \quad P_2 = 0,4162\varphi - 0,0023\varphi^2 - 12,2889 \quad (55)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,976$
- odchylenie standardowe regresji $S = 0,422$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 598,931$

- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 33,500$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -34,399$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (0,3914, 0,4410)
 - przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B $(-2,5 \cdot 10^{-3}, -2,2 \cdot 10^{-3})$;
- 4) $P_2 = 0,4637\varphi - 2,6 \cdot 10^{-3}\varphi^2 - 13,4350$ (56)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,931$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 0,822$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 194,037$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 19,177$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -19,624$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (0,4153, 0,5120)
 - przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B $(-2,9 \cdot 10^{-3}, -2,3 \cdot 10^{-3})$.

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wielokrotnej R przyjmuje wartości w przedziale od 0,930 do 0,976 (blisko 1), co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_2 i φ dla poszczególnych wysokości h słupa kiszonki w silosie.

Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdego z czterech wyprowadzonych równań (funkcji) regresji zachodzi nierówność:

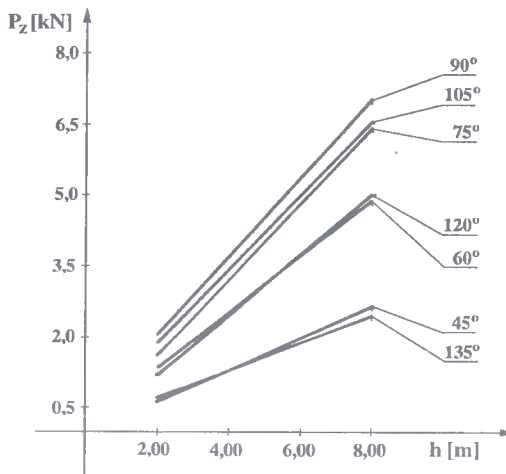
$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 . Podobnie z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z wyprowadzonych funkcji regresji zachodzi nierówność:

$$|t_A| > t_{kr} \quad \text{i} \quad |t_B| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A i B na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Na rysunku 37 przedstawiono wpływ wysokości h słupa kisonki w silosie na wartość wypadkowej siły P_2 . Z analizy wykresów zamieszczonych na powyższym rysunku wynika, że wraz ze wzrostem wysokości h słupa kisonki obserwujemy – dla wszystkich wartości kąta φ – w przybliżeniu liniowy wzrost wypadkowej siły P_2 .



Rys.37. Wpływ wysokości h słupa kisonki w silosie na wypadkową siłę tarcia P_2 przy danych kątach obrotu φ zespołu roboczego względem silosu

Przeprowadzona analiza regresji wielokrotnej w celu ustalenia zależności statystycznej $P_2 = f(\varphi, h)$ wykazała, że już zadowalająco opisuje tę zależność wielomian drugiego stopnia o postaci:

$$P_2 = A\varphi + B\varphi^2 + C h + D h^2 + E. \quad (57)$$

Szczegółowa analiza regresji wielokrotnej wykazała jednak, że większe wartości współczynnika korelacji wielokrotnej R i statystyki testowej F – Snedecora można otrzymać dla wielomianu trzeciego stopnia o postaci:

$$P_2 = A\varphi + B\varphi^2 + C\varphi^3 + D h + E h^2 + H, \quad (58)$$

gdzie-

- A, B, C, D, E – współczynniki regresji,
- H – wyraz wolny,
- φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu,
- h – wysokość słupa kisonki w silosie.

Ostatecznie (na podstawie przeprowadzonej analizy regresji) stwierdzono, że wpływ położenia φ zespołu roboczego oraz wysokości h słupa kisonki w silosie na wartość wypadkowej P_2 można opisać wielomianem o postaci:

$$P_2 = 0,75756\varphi - 0,00703\varphi^2 + 1,94 \cdot 10^{-5}\varphi^3 + 0,76014 h - 0,01518 h^2 - 23,94910 \quad (59)$$

– współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,946$
– odchylenie standardowe regresji	$S = 0,695$
– statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 417$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (5, 246) stopniach swobody	$F_{kr} = 3,08$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 14,02$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -11,11$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji C	$t_C = 8,30$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji D	$t_D = 6,84$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji E	$t_E = -1,39$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 246 stopni swobody	$t_{kr} = 2,576$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (0,649, 0,866)
– przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0083, -0,0058)
– przedział ufności dla współczynnika regresji C przy $1 - \alpha = 0,95$	C ($1,4 \cdot 10^{-5}$, $2,4 \cdot 10^{-5}$)
– przedział ufności dla współczynnika regresji D przy $1 - \alpha = 0,95$	D (0,5378, 0,9825)
– przedział ufności dla współczynnika regresji E przy $1 - \alpha = 0,95$	E (-0,0371, 0,0067).

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji R wynosi 0,946, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_2 , φ i h .

Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji (59) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie, z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji zachodzą nierówności:

$$|t_A| > t_{kr}, |t_B| > t_{kr}, |t_C| > t_{kr}, |t_D| \geq t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A, B, C, D na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 . Nieistotny okazał się natomiast współczynnik regresji E dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$. Nie jest on również istotny dla $\alpha = 0,05$.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że zmniejszenie liczby współczynników regresji z pięciu do czterech jest niecelowe, gdyż powoduje ono duże zmniejszenie współczynnika korelacji R i otrzymana funkcja regresji przestaje być istotna.

Analizując wartości średnie wypadkowej siły P_2 (rys.33, 34, 35 i 36) można stwierdzić, że dla φ od 45° do 90° są one wyższe niż wynikałoby to z obliczeń funkcji regresji. Natomiast po przekroczeniu przez zespół roboczy wybieraka centralnego położenia $\varphi = 90^\circ$, wartości wypadkowych są na ogół niższe niż wynikałoby to z obliczeń teoretycznych.

Wobec powyższego można wnioskować o słuszności przyjętego w rozdziale 5.2 uzasadnienia teoretycznego dla wprowadzenia współczynnika obciążenia v .

Przeprowadzone badania potwierdziły fakt, że słup kisonki w silosie, po przejściu przez zespół roboczy co najmniej połowy drogi kątowej ($90^\circ \leq \varphi < 135^\circ$), odchyła się w kierunku przeciwnym do kierunku jego ruchu (zespołu roboczego). Potwierdzeniem dla tego faktu jest również to, że po pokonaniu przez zespół roboczy wybieraka co najmniej połowy jego drogi zarejestrowano wzrost naprężeń w płaszczu silosu, w punktach pomiarowych leżących po przeciwnej stronie do kierunku ruchu zespołu roboczego (po stronie biernej zespołu roboczego). Największy wzrost naprężeń, rzędu 10% przy pełnym silosie, stwierdzono w punktach pomiarowych zainstalowanych na wysokości 7 m. Na wysokościach 5 i 3 m wzrost naprężeń był proporcjonalnie mniejszy w stosunku do naprężeń występujących na wysokości 7 m.

Powyższe odkrycie (dotąd w literaturze światowej nie opisane) świadczy o tym, że zespół roboczy, a w szczególności jego ramię, nie jest obciążone jedynie kisonką znajdującą się nad nim, lecz również, przy określonych położeniach zespołu roboczego, dodatkowo kisonką znajdującą się po jego biernej stronie.

Należy stwierdzić, że wartość dodatkowego obciążenia zdeterminowana jest między innymi średnicą silosu i wysokością słupa kisonki. Udział procentowy dodatkowego dociążenia lub odciążenia zespołu roboczego wybieraka będzie można wyznaczyć na podstawie porównania wyników uzyskanych z badań i z modelu.

9.3. Analiza wyników badań wypadkowej siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki

Badania wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki prowadzono osobno dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 oraz dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 . Podczas badań wypadkowej siły P_3 stosowano pięć prędkości kątowych zespołu roboczego, tj.: 0,010; 0,012; 0,014; 0,016; 0,018 rad/s, przy czym pomiar dokonywano dla kąta obrotu zespołu roboczego względem silosu $\varphi = 45; 60; 75; 90; 105; 120; 135^\circ$.

W tabelach 7, 8, 9, 10 i 11 zestawiono wartości statystyk obliczone przy badaniu wypadkowej siły P_3 (dla ruchu wahadłowego T_1 zespołu roboczego wybieraka). W powyższych tabelach zawarto również oceny przedziałów ufności średniej m badanej cechy (wypadkowej siły P_3) na poziomie ufności $\alpha = 0,05$.

Tab. 7. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{11} = 0,010$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_3}$	17,25	30,49	27,91	36,24	28,25	27,55	0,00			
S	1,33	2,01	1,35	1,47	1,55	1,64	0,00			
x_z	0,08	0,07	0,05	0,04	0,05	0,06	0,00			
$P_{3 \min}$	15,04	27,20	26,52	33,89	25,13	25,02	0,00			
$P_{3 \max}$	19,20	34,32	30,28	39,11	30,11	30,02	0,00			
$ \overline{P_3} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$16,17 < m < 18,33$	$28,85 < m < 32,13$	$26,81 < m < 29,01$	$35,04 < m < 37,44$	$26,99 < m < 29,51$	$26,21 < m < 28,29$				

Tab.8. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{12} = 0,012$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem siłosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_3}$	26,00	47,20	53,94	57,39	39,93	29,69	0,00			
S	1,69	1,60	1,72	1,58	1,87	1,77	0,00			
x_z	0,06	0,03	0,03	0,03	0,05	0,06	0,00			
$P_{3 \min}$	23,22	44,18	51,28	55,01	37,15	27,82	0,00			
$P_{3 \max}$	28,02	49,12	57,18	60,01	43,27	33,18	0,00			
$\left \overline{P_3} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	24,62 < m < 27,38		45,89 < m < 48,51		52,54 < m < 55,34		56,10 < m < 58,68		38,40 < m < 41,16	28,25 < m < 31,13

Tab.9. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{13} = 0,014$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
\bar{P}_3	37,82	49,51	56,87	57,84	50,28	39,28	0,00			
S	1,44	3,86	1,41	1,35	0,99	1,18	0,00			
x_z	0,04	0,08	0,02	0,02	0,02	0,03	0,00			
$P_{3 \min}$	35,87	46,18	55,17	54,37	49,18	38,10	0,00			
$P_{3 \max}$	40,12	59,11	59,47	59,12	52,31	41,33	0,00			
$ \bar{P}_3 - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	36,65 < m < 38,99 46,36 < m < 52,66 55,72 < m < 58,02 56,74 < m < 58,94 49,48 < m < 51,08 38,32 < m < 40,24									

Tab.10. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{14} = 0,016$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem sitosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_3}$	46,40	55,87	68,79	74,71	71,89	47,19	0,00			
S	1,10	0,88	0,98	1,34	1,59	1,31	0,00			
x_z	0,02	0,02	0,01	0,02	0,02	0,03	0,00			
$P_{3 \min}$	44,87	54,21	67,13	72,18	70,11	44,89	0,00			
$P_{3 \max}$	48,11	57,11	70,19	76,33	75,22	49,33	0,00			
$\left \overline{P_3} - m \right < t \sqrt{\frac{S}{\sqrt{n} - 1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$45,50 < m < 47,30$ $55,15 < m < 56,59$ $67,99 < m < 69,59$ $73,62 < m < 75,80$ $70,59 < m < 73,19$ $46,12 < m < 48,26$									

Tab. 11. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{1,5} = 0,018$ [rad/s]										
	45	60	75	90	105	120	135	Kąt obrotu φ [°] zespołu roboczego wybieraka względem silosu			
\bar{P}_3	51,87	68,62	85,96	89,75	76,20	70,67	0,00				
S	1,12	1,30	1,14	1,54	1,16	0,91	0,00				
x_z	0,02	0,02	0,01	0,02	0,02	0,01	0,00				
$P_{3 \text{ min}}$	50,11	66,17	84,21	87,22	74,13	69,34	0,00				
$P_{3 \text{ max}}$	53,17	70,20	87,89	92,33	78,20	72,31	0,00				
$\left \bar{P}_3 - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$50,89 < m < 52,71$	$67,56 < m < 69,68$	$85,03 < m < 86,89$	$88,49 < m < 91,01$	$75,25 < m < 77,15$	$69,93 < m < 71,41$					

Odnosząc się do danych zawartych w powyższych tabelach należy stwierdzić, że średnie wartości wypadkowej siły P_3 uzyskane z poszczególnych doświadczeń wyznaczono statystycznie ze zbiorów o małym rozrzucie wyników, gdyż ocena odchyłeń standardowych S dla poszczególnych doświadczeń mieściła się w przedziale od 0,88 do 1,87 kN. Powyższym wartościom odchyłeń standardowych odpowiadały oceny współczynnika zmienności $x_2 = 0,02$ i $x_2 = 0,05$.

Przeprowadzone badania oraz analiza regresji wyników z tych badań wykazały brak istotności, na przyjętym poziomie istotności $\alpha = 0,01$ (dla danego ruchu wahadłowego zespołu roboczego), wpływu prędkości liniowej v łańcucha frezującego i wysokości h słupa kisonki (dla badanych przedziałów ich wartości) na wartość wypadkowej siły P_3 . Istotny wpływ wywiera natomiast kąt obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu oraz jego prędkość kątowna ω_1 . Na rysunkach 38, 39, 40, 41 i 42 przedstawiono wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu i jego prędkości kątownych ω_1 na wartość wypadkowej siły P_3 (dla ruchu wahadłowego T_1 zespołu roboczego wybieraka).

Wykresy powyższe sporządzono na podstawie opracowanych funkcji regresji. Natomiast dodatkowe punkty zamieszczone na wykresach oznaczają wartości średnie wypadkowej siły P_3 , uzyskane z poszczególnych doświadczeń. Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunkach 38, 39, 40, 41 i 42 wynika, że dla kąta obrotu φ_1 zespołu roboczego wybieraka względem silosu, w przedziale wartości od 45° do 90° , wartość wypadkowej siły P_3 najpierw zwiększa się, a po przekroczeniu tego położenia zaczyna maleć (maksymalne wartości wypadkowej P_3 otrzymano dla $\varphi = 90^\circ$). Przebieg funkcji $P_3 = f(\varphi)$ jest zgodny z przebiegiem funkcji kwadratowej:

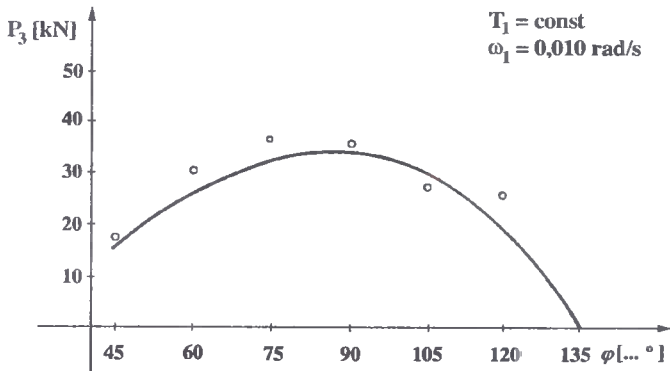
$$P_3 = A\varphi + B\varphi^2 + C, \quad (60)$$

gdzie-

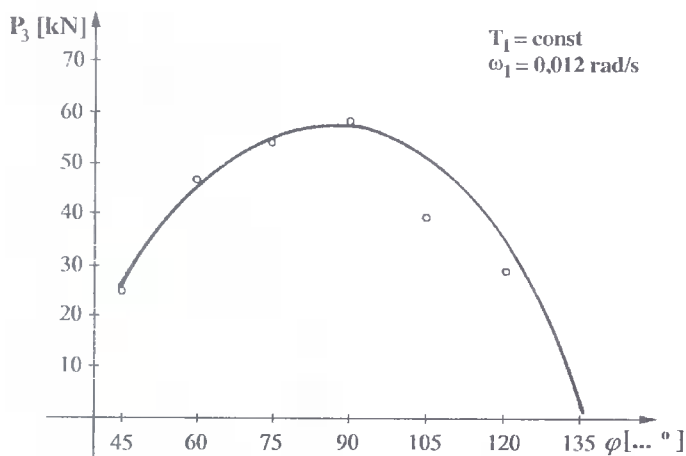
A, B – współczynniki regresji,

C – wyraz wolny,

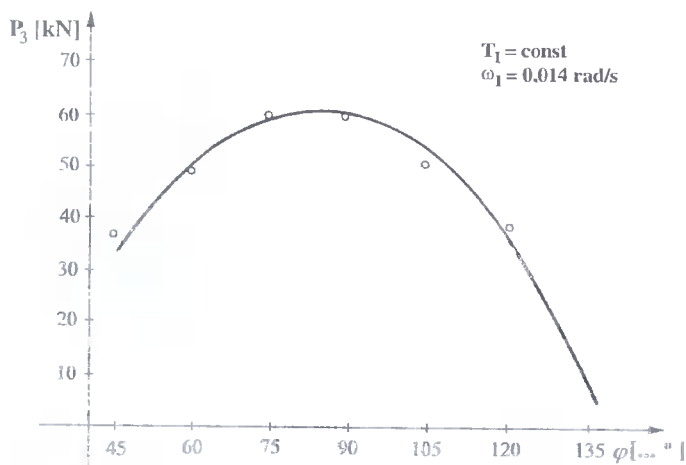
φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu.



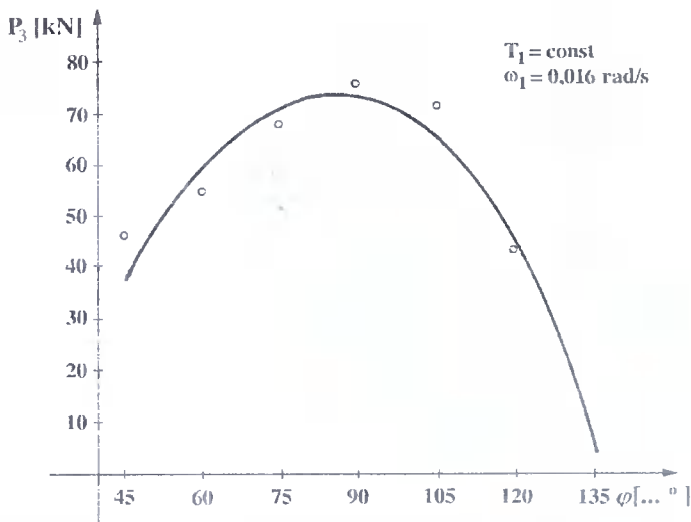
Rys.38. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu na wypadkową siłę oporu zagłębiania P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i jego prędkości kątownej $\omega_1 = 0,010$ rad/s



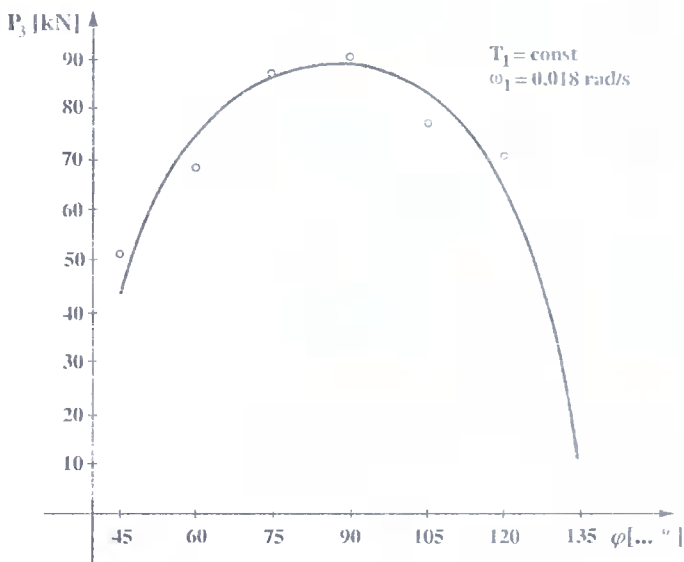
Rys. 39. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,012 \text{ rad/s}$



Rys. 40. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,014 \text{ rad/s}$



Rys.41. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0.016 \text{ rad/s}$



Rys.42. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0.018 \text{ rad/s}$

Funkcje regresji dla krzywych przedstawionych na rysunkach 38, 39, 40, 41 i 42 przyjmują w kolejności następujące postaci:

$$1) \quad P_3 = 2,0273\varphi - 0,0120\varphi^2 - 50,3174 \quad (61)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,915$
- odchylenie standardowe regresji	$S = 4,625$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 153,889$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy $(2, 60)$ stopniach swobody	$F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 14,909$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -16,077$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody	$t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (1,7554, 2,2993)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0135, -0,0105);

$$2) \quad P_3 = 3,3278\varphi - 0,0202\varphi^2 - 81,6817 \quad (62)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,986$
- odchylenie standardowe regresji	$S = 3,169$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 1033,195$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\varphi = 0,01$ przy $(2, 60)$ stopniach swobody	$F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 35,719$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -39,369$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody	$t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (3,1415, 3,5141)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0212, -0,0191);

$$3) \quad P_3 = 3,1291\varphi - 0,0192\varphi^2 - 66,7825 \quad (63)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,973$
- odchylenie standardowe regresji	$S = 4,385$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 533,397$

- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 24,271$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -27,145$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (2,7713, 3,9870)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (-0,0207, -0,0178);

$$4) \quad P_3 = 4,291\varphi - 0,0259\varphi^2 - 101,2480 \quad (64)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,963$
- odchylenie standardowe regresji $S = 6,586$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 382,414$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 22,161$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -24,297$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (3,9037, 4,6782)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (-0,0280, -0,0273);

$$5) \quad P_3 = 5,1979\varphi - 0,0310\varphi^2 - 125,4240 \quad (65)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,964$
- odchylenie standardowe regresji $S = 9,407$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 255,172$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2,60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 18,796$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -20,393$

- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (4,6449, 5,7510)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (-0,0341, -0,0280).

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji R przyjmuje wartości w przedziale od 0,915 do 0,986, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_3 i φ dla poszczególnych prędkości kątowych ω_1 zespołu roboczego, przy jego ruchu wahadłowym T_1 . Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji (61), (62), (63), (64) i (65) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

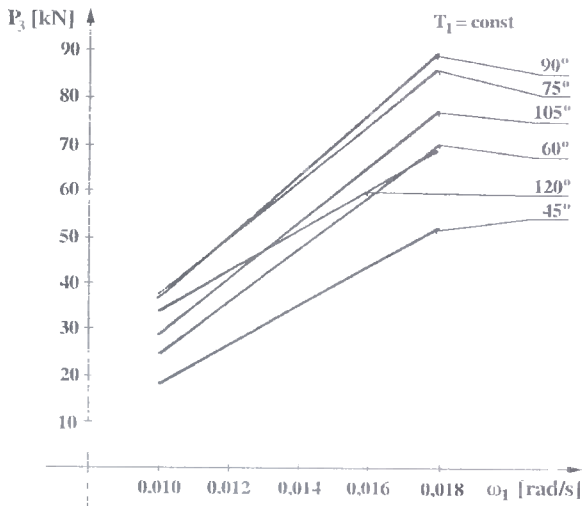
czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie też z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji zachodzą nierówności:

$$|t_A| > t_{kr} \quad \text{i} \quad |t_B| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A i B na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Na rysunku 43 przedstawiono wpływ prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego na wartości wypadkowej siły P_3 , jeżeli zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy T_1 .



Rys.43. Wpływ prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego i danych jego kątów obrotu φ względem siłosu

Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunku 43 wynika, że wraz ze wzrostem prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego, wartości wypadkowej siły P_3 wzrasta liniowo. *Maksymalne wartości wypadkowej siły P_3 uzyskano dla $\omega_1 = 0,018 \text{ rad/s}$, natomiast minimalne dla $\omega_1 = 0,010 \text{ rad/s}$.*

W tabelach 12, 13, 14, 15 i 16 zestawiono wartości statystyk obliczone przy badaniu wypadkowej siły P_3 (dla ruchu wahadłowego T_2 zespołu roboczego wybieraka). W powyższych tabelach zawarto również oceny przedziałów ufności średniej m badanej cechy (wypadkowej siły P_3) na poziomie ufności $\alpha = 0,05$. Odnosząc się do danych zawartych w powyższych tabelach należy stwierdzić, że średnie wartości wypadkowej siły P_3 uzyskane z poszczególnych doświadczeń wyznaczono statystycznie ze zbiorów o małym rozrzucie wyników, gdyż ocena odchyień standardowych S dla poszczególnych doświadczeń mieściła się w przedziale od 0,88 do 1,87 kN. Powyższym wartościom odchyień standardowych odpowiadały oceny współczynnika zmienności $x_z = 0,02$ i $x_z = 0,05$.

Na rysunkach 44, 45, 46, 47 i 48 przedstawiono wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu i jego prędkości kątowych ω_1 na wartości wypadkowej siły P_3 (dla ruchu wahadłowego T_2 zespołu roboczego wybieraka). Wykresy powyższe sporządzono na podstawie opracowanych funkcji regresji. Natomiast dodatkowe punkty zamieszczone na wykresach oznaczają wartości średnie wypadkowej siły P_3 , uzyskane z poszczególnych doświadczeń. Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunkach 44, 45, 46, 47 i 48 wynika, że dla kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu, w przedziale od 45° do 90° , wartość wypadkowej siły P_3 najpierw zwiększa się, a po przekroczeniu $\varphi = 90^\circ$ zaczyna maleć (maksymalne wartości wypadkowej siły P_3 otrzymano dla $\varphi = 90^\circ$).

Przebieg funkcji $P_3 = f(\varphi)$ dla ruchu wahadłowego T_2 zespołu roboczego wybieraka jest zgodny z przebiegiem tej funkcji dla ruchu wahadłowego T_1 i może być opisany równaniem kwadratowym (60).

Funkcje regresji dla krzywych, przedstawionych na rysunkach 44, 45, 46, 47 i 48, przyjmują w kolejności następujące postaci:

$$1) \quad P_3 = 1,9244\varphi - 0,0115\varphi^2 - 51,3942 \quad (66)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,939$
- odchylenie standardowe regresji $S = 3,660$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 227,201$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 17,882$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -19,356$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy 1– $\alpha = 0,95$ $A (1,7092, 2,1397)$
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy 1– $\alpha = 0,95$ $B (-0,0126, -0,0103)$

Tab.12. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{11} = 0,010$ [rad/s]									
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu									
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135		
$\overline{P_3}$	14,33	16,95	30,86	33,72	20,23	14,93	0,00		
S	0,62	0,73	1,11	0,77	0,88	0,78	0,00		
x_z	0,04	0,04	0,04	0,02	0,04	0,05	0,00		
$P_{3 \text{ min}}$	13,41	15,89	29,10	31,92	18,92	13,85	0,00		
$P_{3 \text{ max}}$	15,20	18,10	32,10	34,80	21,80	16,22	0,00		
$\left \overline{P_3} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$13,83 < m < 14,83$	$16,36 < m < 17,57$	$29,95 < m < 31,77$	$33,09 < m < 34,35$	$19,51 < m < 20,95$	$14,29 < m < 15,57$			

Tab.13. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

Statystyka	Prędkość kątowa zespołu roboczego $\omega_{1,2} = 0,012$ [rad/s]									
	Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu									
	45	60	75	90	105	120	135			
\bar{P}_3	22,05	35,25	38,59	45,36	41,64	21,28	0,00			
S	1,18	0,99	1,22	1,10	1,23	1,12	0,00			
x_z	0,05	0,03	0,03	0,02	0,03	0,05	0,00			
$P_{3 \min}$	20,10	34,10	37,10	43,82	40,10	20,10	0,00			
$P_{3 \max}$	23,82	37,00	40,20	47,10	43,82	23,10	0,00			
$\left \frac{\bar{P}_3 - m}{S} \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	21,09 < m < 23,01 34,44 < m < 36,06 37,60 < m < 39,58 44,46 < m < 46,26 40,64 < m < 42,64 20,37 < m < 22,19									

Tab.14. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

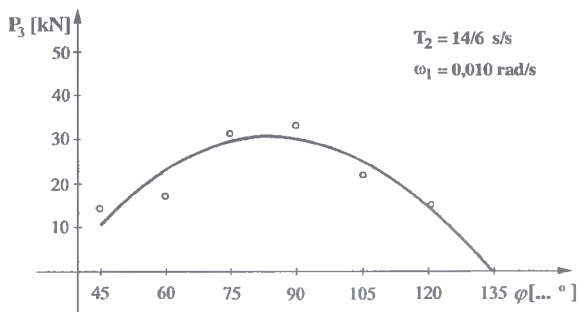
Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{13} = 0,014$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [°] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_3}$	28,46	41,54	47,26	60,42	53,90	36,52	0,00			
S	0,94	1,40	1,45	1,60	1,19	1,03	0,00			
x_z	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,03	0,00			
$P_{3 \text{ min}}$	26,82	39,80	45,20	57,38	51,80	34,90	0,00			
$P_{3 \text{ max}}$	30,10	44,28	49,80	62,30	55,40	38,30	0,00			
$\left \overline{P_3} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$27,69 < m < 29,23$	$40,40 < m < 42,68$	$46,08 < m < 48,44$	$59,12 < m < 61,72$	$52,93 < m < 54,83$	$35,68 < m < 37,36$				

Tab. 15. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

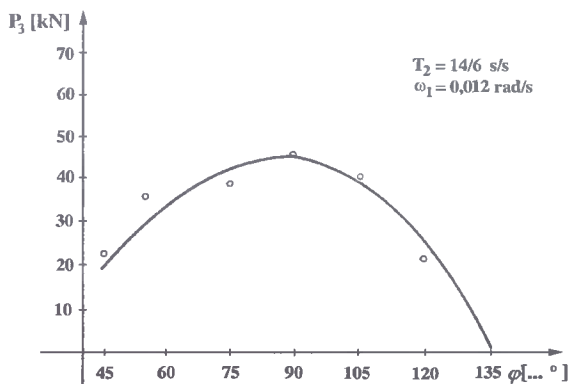
Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{14} = 0,016$ [rad/s]									
	45	60	75	90	105	120	135			
\bar{P}_3	43,10	50,89	60,15	70,28	64,33	45,44	0,00			
S	1,34	1,54	2,34	1,69	1,07	1,80	0,00			
x_z	0,03	0,03	0,04	0,02	0,02	0,04	0,00			
$P_{3 \text{ min}}$	40,20	48,95	57,20	67,38	62,20	42,90	0,00			
$P_{3 \text{ max}}$	44,80	53,20	63,90	73,10	66,20	48,20	0,00			
$\left \bar{P}_3 - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	$42,01 < m < 44,19$	$49,63 < m < 52,15$	$58,24 < m < 62,06$	$68,90 < m < 71,66$	$63,46 < m < 65,20$	$43,97 < m < 46,91$				

Tab.16. Wyniki badań wypadkowej siły oporu zagłębienia P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

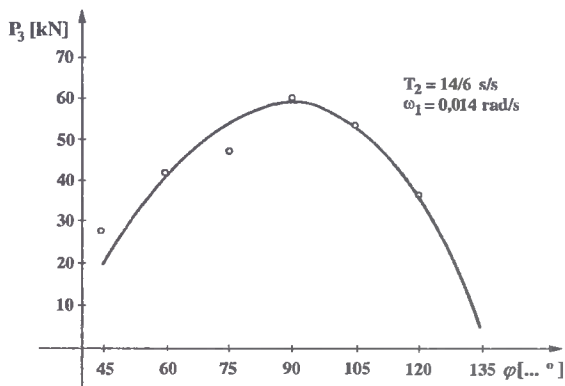
Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{1,5} = 0,018$ [rad/s]											
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu											
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135				
$\overline{P_3}$	55,48	62,53	76,83	88,17	84,24	55,24	0,00				
S	1,45	1,56	1,21	1,43	1,90	1,59	0,00				
x_z	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,03	0,00				
$P_{3 \text{ min}}$	52,80	60,10	74,30	85,20	81,30	51,85	0,00				
$P_{3 \text{ max}}$	57,80	65,80	78,20	90,20	87,30	57,20	0,00				
$\left \overline{P_3} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 2,31$	54,30 < m < 56,66		61,26 < m < 63,80		75,84 < m < 77,82		87,00 < m < 89,34		82,69 < m < 85,79		53,94 < m < 56,54



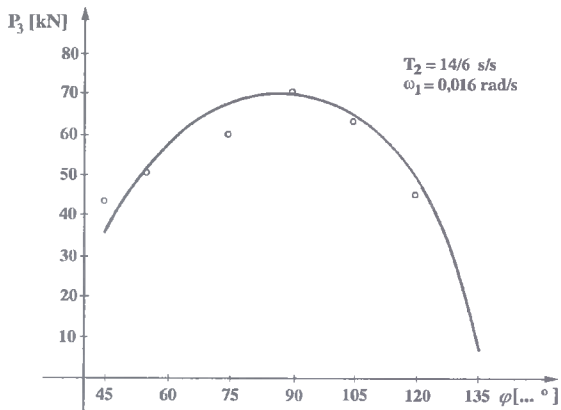
Rys.44. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,010 \text{ rad/s}$



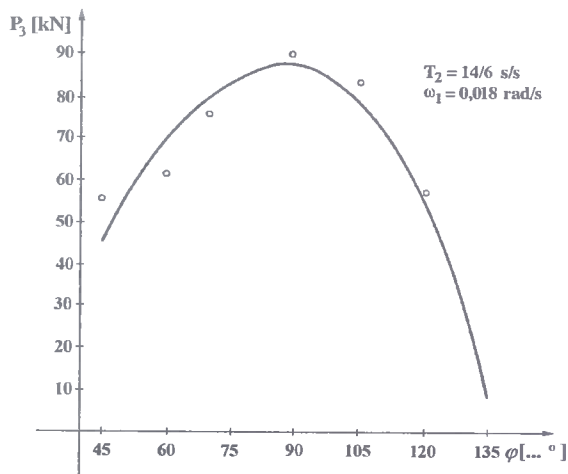
Rys.45. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,012 \text{ rad/s}$



Rys.46. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,014 \text{ rad/s}$



Rys.47. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,016$ rad/s



Rys.48. Wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 zespołu roboczego i jego prędkości kątowej $\omega_1 = 0,018$ rad/s

$$2) \quad P_3 = 2,7536\varphi - 0,0165\varphi^2 - 70,1398 \quad (67)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,979$
- odchylenie standardowe regresji $S = 3,0248$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 715,0503$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$

- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 30,9657$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -33,7492$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (2,5757, 2,9314)
 - przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (-0,0175, -0,0155);
- 3) $P_3 = 3,6257\varphi - 0,0213\varphi^2 - 96,1583$ (68)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,960$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 5,2922$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 355,6953$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 23,3048$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -24,9189$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (3,3145, 3,9368)
 - przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (-0,0230, -0,0196);
- 4) $P_3 = 3,8579\varphi - 0,0232\varphi^2 - 90,3813$ (69)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,951$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 6,868$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 281,982$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 19,108$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = -20,926$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody $t_{kr} = 2,660$

– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (3,4541, 4,2617)
– przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0255, -0,0210);
5)	$P_3 = 4,9060\varphi - 0,0296\varphi^2 - 115,2150$ (70)
– współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,948$
– odchylenie standardowe regresji	$S = 8,979$
– statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 267,327$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 60) stopniach swobody	$F_{kr} = 4,98$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 18,5847$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -20,3594$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 60 stopni swobody	$t_{kr} = 2,660$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (4,3780, 5,4310)
– przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0325, -0,0266).

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wielokrotnej R przyjmuje wartości w przedziale od 0,939 do 0,979, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_3 i φ dla poszczególnych prędkości kątowych ω_1 zespołu roboczego przy jego ruchu wahadłowym T_2 .

Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że podobnie jak dla ruchu T_1 zespołu roboczego w przypadku ruchu T_2 dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 . Podobnie z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji zachodzą nierówności:

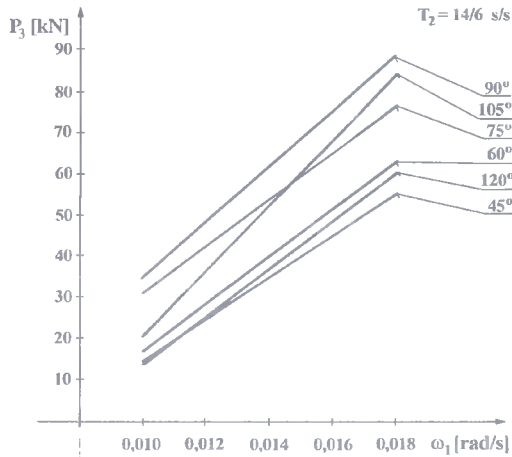
$$|t_A| > t_{kr} \quad i \quad |t_B| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A i B na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Na rysunku 49 przedstawiono wpływ prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego wybieraka na wypadkową siłę P_3 oporu zagłębiania, jeżeli zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy T_2 .

Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunku 49 wynika (podobnie jak dla ruchu wahadłowego T_1), że wraz ze wzrostem prędkości kątowej ω_1 wartość wypadkowej

siły P_3 wzrasta liniowo. W efekcie tego maksymalne wartości wypadkowej P_3 uzyskano dla prędkości kątowej $\omega_{15} = 0,018 \text{ rad/s}$, natomiast minimalne dla $\omega_{11} = 0,010 \text{ rad/s}$.



Rys.49. Wpływ prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego na wypadkową siłę oporu zagłębienia P_3 dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 i danych jego kątów obrotu φ względem silosu

Przeprowadzona analiza regresji wielokrotnej w celu ustalenia zależności statystycznej $P_2 = f(\varphi, \omega_1)$, dla ruchu wahadłowego T_1 i T_2 , wykazała, że zadowalająco opisuje tę zależność już wielomian drugiego stopnia:

$$P_3 = A\varphi + B\varphi^2 + C\omega_1 + D\omega_1^2 + E, \quad (71)$$

gdzie-

- A, B, C, D – współczynniki regresji,
- E – wyraz wolny,
- φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu.

Ostatecznie (na podstawie przeprowadzonej analizy regresji wielokrotnej) stwierdzono, że wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu oraz jego prędkości kątowej ω_1 na wartość wypadkowej siły P_3 przy ruchu T_1 można opisać wielomianem o postaci:

$$P_3 = 3,5946\varphi - 0,0217\varphi^2 + 3343,9000 \omega_1 + 49316,9000 \omega_1^2 - 141,9660 \quad (72)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,942$
- odchylenie standardowe regresji $S = 8,363$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 616$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (4, 310) stopniach swobody $F_{kr} = 3,38$

– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 32,69$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -35,83$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji C	$t_C = 1,69$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji D	$t_D = 0,70$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 310 stopni swobody	$t_{kr} = 2,576$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (3,375, 3,815)
– przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0229, -0,0205)
– przedział ufności dla współczynnika regresji C przy $1 - \alpha = 0,95$	C (-612,8, 7300,6)
– przedział ufności dla współczynnika regresji D przy $1 - \alpha = 0,95$	D (-91492, 190126);

Natomiast wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu oraz jego prędkości kątowej ω_1 na wartość wypadkowej siły P_3 przy ruchu T_2 można opisać wielomianem mającym postać:

$$P_3 = 3,4135\varphi - 0,0204\varphi^2 + 2,77 \cdot 10^3 \omega_1 + 82862,8100 \omega_1^2 - 140,3780 \quad (73)$$

– współczynnik korelacji wielokrotnej	$R = 0,942$
– odchylenie standardowe regresji	$S = 8,167$
– statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji	$F = 616$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (4, 310) stopniach swobody	$F_{kr} = 3,38$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A	$t_A = 31,79$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B	$t_B = -34,57$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji C	$t_C = 1,44$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji D	$t_D = 1,21$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 310 stopni swobody	$t_{kr} = 2,576$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$	A (3,199, 3,628)
– przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$	B (-0,0216, -0,0192)

- przedział ufności dla współczynnika regresji C przy $1 - \alpha = 0,95$ C $(-1,1 \cdot 10^3, 6,64 \cdot 10^3)$
- przedział ufności dla współczynnika regresji D przy $1 - \alpha = 0,95$ D $(-54638, 220360)$.

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wielokrotnej przyjmuje wartości $R = 0,942$ dla ruchu wahadłowego T_1 i T_2 , co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi P_3 , φ i ω_1 dla jednego i drugiego rodzaju ruchu zespołu roboczego wybieraka.

Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonych funkcji regresji (72) i (73) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonych funkcji regresji zachodzą nierówności:

$$|t_A| > t_{kr} \quad \text{i} \quad |t_B| > t_{kr}.$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A i B na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 . Nieistotne okazały się natomiast współczynniki regresji C i D na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ oraz $\alpha = 0,05$. Analiza regresji wykazała, że zmniejszenie liczby współczynników regresji z czterech do dwóch jest niecelowe, gdyż powoduje ono gwałtowne zmniejszenie wartości współczynnika korelacji R i otrzymana funkcja regresji przestaje być istotna.

Na podstawie przeprowadzonych badań wypadkowej siły P_3 stwierdzono, że maksymalne jej wartości dla $\varphi = 90^\circ$ i prędkości kątowych ω_{11} , ω_{12} , ω_{13} , ω_{14} i ω_{15} , w przypadku ruchu wahadłowego T_1 zespołu roboczego, wynoszą odpowiednio: 36,24; 57,39; 57,84; 74,71; 89,75 kN. Natomiast dla ruchu wahadłowego T_2 zespołu roboczego wynoszą odpowiednio: 33,72; 45,36; 60,42; 70,28; 88,17 kN. Z badań wynika, że zastosowanie ruchu wahadłowego T_2 w pracy zespołu roboczego wybieraka, w porównaniu z ruchem T_1 , powoduje zmniejszenie wartości wypadkowej siły P_3 .

Uzasadnienie tego faktu jest następujące: stosując ruch wahadłowy T_2 uzyskujemy lepsze oczyszczenie z kisonki noży frezujących niż przy ruchu wahadłowym T_1 , a co za tym idzie łatwiejsze ich wnikanie w słup kisonki.

Przeprowadzone badania oporów zagłębiania zespołu roboczego wybieraka (przy metodzie pomiarowej z wykorzystaniem listew prowadzących łańcuch frezujący) w słup kisonki wykazały, że istotny wpływ na ich rozkład na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ wywiera prędkość kątowa ω_1 zespołu roboczego oraz odległość l sworznia od osi obrotu zespołu roboczego. W tym miejscu należy stwierdzić, że w niniejszej pracy zaprezentowano jedynie wyniki badań oporów dla ruchu wahadłowego T_1 zespołu roboczego wybieraka. Nie zaprezentowano natomiast wyników badań dla ruchu wahadłowego T_2 , gdyż przeprowadzone badania wykazały, że trend zmian obciążenia zespołu roboczego dla wymienionych rodzajów ruchu jest identyczny.

W tabelach 17, 18, 19, 20 i 21 zestawiono wartości statystyk obliczone dla poszczególnych układów zmiennych niezależnych przy badaniu sił F w sworzniach. W powyższych tabelach zawarto również oceny przedziałów ufności średniej m badanej cechy (siły F) na poziomie ufności $\alpha = 0,05$.

Tab. 17. Wyniki badań sił F [kN] w sworzniach

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{11} = 0,010$ [rad/s]									
Odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego / [cm]									
Statystyka	48,25	108,25	119,25	179,25	190,25	250,25	261,25	321,25	
\bar{F}	5,97	5,64	4,91	4,47	4,28	3,84	3,26	2,92	
S	0,46	0,08	0,19	0,09	0,07	0,07	0,20	0,16	
x_z	0,08	0,01	0,04	0,02	0,02	0,02	0,06	0,05	
F_{\min}	5,80	5,50	4,70	4,30	4,25	3,75	3,10	2,80	
F_{\max}	6,12	5,70	5,20	4,50	4,38	3,92	3,60	3,20	
$ \bar{F} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	5,13 < m < 6,81	5,49 < m < 5,79	4,56 < m < 5,26	4,31 < m < 4,63	4,15 < m < 4,41	3,71 < m < 3,97	2,89 < m < 3,63	2,63 < m < 3,21	

Tab.18. Wyniki badań sił F [kN] w sworzniach

Prędkość kątowa zespołu roboczego $\omega_{12} = 0,012$ [rad/s]										
Odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego l [cm]										
Statystyka	48,25	108,25	119,25	179,25	190,25	250,25	261,25	321,25		
\bar{F}	8,99	8,11	7,89	7,09	6,85	6,19	5,67	5,07		
S	0,06	0,02	0,02	0,10	0,06	0,02	0,15	0,05		
x_z	0,01	0,002	0,003	0,01	0,009	0,003	0,03	0,01		
F_{\min}	8,80	8,10	7,85	7,02	6,78	6,15	5,50	5,00		
F_{\max}	9,10	8,14	7,92	7,17	6,92	6,22	5,90	5,12		
$ \bar{F} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$8,88 < m < 9,10$	$8,07 < m < 8,15$	$7,85 < m < 7,93$	$6,91 < m < 7,27$	$6,74 < m < 6,96$	$6,15 < m < 6,23$	$5,40 < m < 5,94$	$4,98 < m < 5,16$		

Tab.19. Wyniki badań sił F [kN] w sworzniach

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{13} = 0,014$ [rad/s]										
Odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego l [cm]										
Statystyka	48,25	108,25	119,25	179,25	190,25	250,25	261,25	321,25		
\bar{F}	8,10	7,87	7,77	7,53	7,38	6,83	6,17	5,78		
S	0,07	0,02	0,05	0,04	0,02	0,04	0,04	0,04		
x_z	0,009	0,002	0,006	0,005	0,003	0,006	0,006	0,007		
F_{\min}	8,00	7,85	7,68	7,50	7,36	6,80	6,10	5,75		
F_{\max}	8,20	7,90	7,82	7,60	7,40	6,90	6,25	5,82		
$ \bar{F} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$7,97 < m < 8,23$	$7,83 < m < 7,91$	$7,68 < m < 7,86$	$7,46 < m < 7,60$	$7,34 < m < 7,42$	$6,76 < m < 6,90$	$6,10 < m < 6,24$	$5,71 < m < 5,85$		

Tab.20. Wyniki badań sił F [kN] w sworzniach

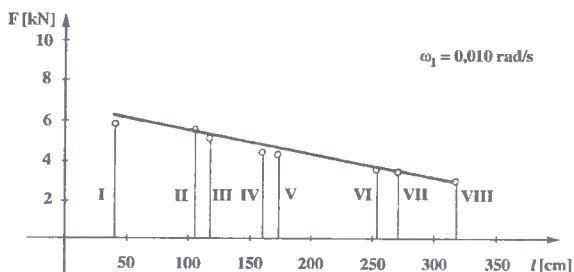
Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{1,4} = 0,016$ [rad/s]									
	48,25	108,25	119,25	179,25	190,25	250,25	261,25	321,25		
	Odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego l [cm]									
\bar{F}	11,02	10,73	9,53	9,21	8,76	8,00	7,23	7,16		
S	0,11	0,12	0,05	0,07	0,05	0,09	0,04	0,04		
x_z	0,01	0,01	0,005	0,008	0,006	0,01	0,005	0,006		
F_{\min}	10,90	10,55	9,45	9,15	8,68	7,85	7,20	7,10		
F_{\max}	11,20	10,82	9,60	9,33	8,82	8,10	7,30	7,20		
$ \bar{F} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$10,82 < m < 11,22$	$10,51 < m < 10,95$	$9,44 < m < 9,62$	$9,08 < m < 9,34$	$8,67 < m < 8,85$	$7,84 < m < 8,16$	$7,16 < m < 7,30$	$7,09 < m < 7,23$		

Tab.21. Wyniki badań sił F [kN] w sworzniach

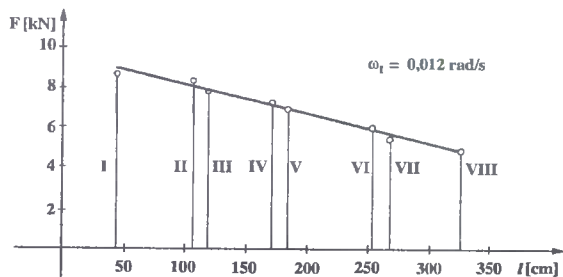
Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{1,5} = 0,018$ [rad/s]										
Odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego l [cm]										
Statystyka	48,25	108,25	119,25	179,25	190,25	250,25	261,25	321,25		
\bar{F}	12,65	12,43	11,42	11,16	10,70	10,16	9,90	9,86		
S	0,04	0,11	0,23	0,04	0,06	0,04	0,19	0,13		
x_z	0,003	0,009	0,02	0,003	0,006	0,004	0,02	0,01		
F _{min}	12,60	12,30	11,20	11,10	10,63	10,10	9,70	9,70		
F _{max}	12,70	12,60	11,80	11,20	10,80	10,20	10,02	10,05		
$ \bar{F} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$12,58 < m < 12,72$	$12,23 < m < 12,63$	$11,00 < m < 11,84$	$11,09 < m < 11,23$	$10,59 < m < 10,81$	$10,09 < m < 10,23$	$9,56 < m < 10,24$	$9,62 < m < 10,10$		

Odnosząc się do danych zawartych w powyższych tabelach, należy stwierdzić, że średnie wartości sił F w sworzniach uzyskane z poszczególnych doświadczeń wyznaczono statystycznie ze zbiorów o małym rozrzucie wyników, gdyż ocena odchyłań standardowych S dla poszczególnych doświadczeń mieściła się w przedziale wartości od 0,02 do 0,46 kN. Powyższym wartościom odchyłań standardowych odpowiadały oceny współczynnika zmienności $x_z = 0,002$ i $x_z = 0,08$.

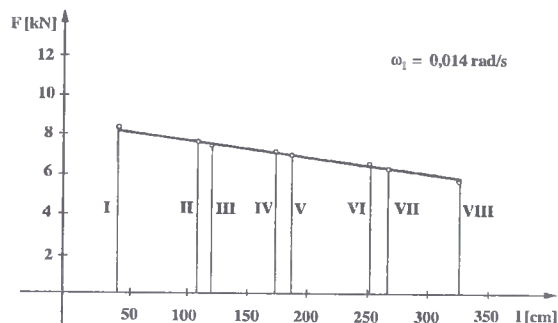
Na rysunkach 50, 51, 52, 53 i 54 przedstawiono stan obciążeń poszczególnych sworzni listew-prowadnic łańcucha frezującego podczas wybierania kisonki z silosu. Zamieszczone na rysunkach wykresy (zaznaczone grubą linią), sporządzono na podstawie opracowanych funkcji regresji. Natomiast dodatkowe punkty zamieszczone na wykresach oznaczają wartości średnie sił F_{sr} uzyskane z poszczególnych doświadczeń.



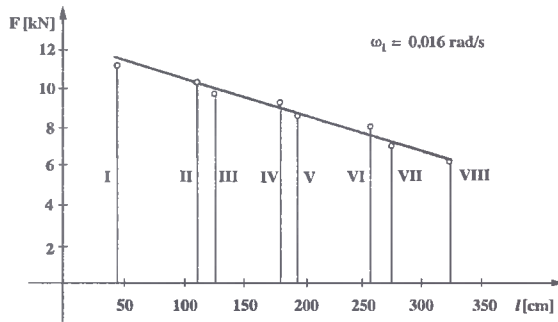
Rys.50. Stan obciążenia w sworzniach I - VIII prowadnic łańcucha frezującego przy prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_1 = 0,010 \text{ rad/s}$



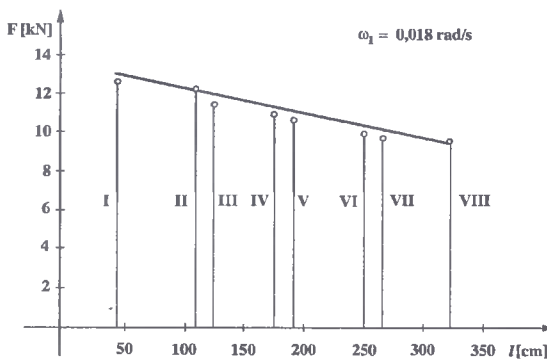
Rys.51. Stan obciążenia w sworzniach I - VIII prowadnic łańcucha frezującego przy prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_1 = 0,012 \text{ rad/s}$



Rys.52. Stan obciążenia w sworzniach I - VIII prowadnic łańcucha frezującego przy prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_1 = 0,014 \text{ rad/s}$



Rys.53. Stan obciążenia w sworzniach I - VIII prowadnic łańcucha frezującego przy prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_1 = 0,016 \text{ rad/s}$



Rys.54. Stan obciążenia w sworzniach I - VIII prowadnic łańcucha frezującego przy prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_1 = 0,018 \text{ rad/s}$

Z analizy wykresów zamieszczonych na rysunkach 50, 51, 52, 53 i 54 wynika, że układ obciążenia związanego z oporem zagłębienia, stanowi obciążenie ciągle liniowo zmienne o natężeniu zmieniającym się od q_{\max} do q_{\min} , czyli zachodzi prawidłowość, że im bliżej miejsca wychodzenia poszczególnych noży ze słupa kisonki, tym większa jest wartość oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kisonki. Odpowiednio mniejsze opory występują przy wchodzeniu noży w słup kisonki. Powyższe fakty potwierdzają trafność przyjętego teoretycznie układu obciążeń (rys.9) oraz jego uzasadnienie opisane w rozdziale 4 niniejszej pracy.

Przebieg zmian funkcji $F = f(l)$ jest zgodny z przebiegiem funkcji liniowej:

$$F = A l + B, \quad (74)$$

gdzie-

- A – współczynnik regresji,
- B – wyraz wolny,
- l – odległość sworzni od osi obrotu zespołu roboczego wybieraka.

Wyprowadzone funkcje regresji dla prostych przedstawionych na rysunkach 50, 51, 52, 53 i 54 przyjmują w kolejności następujące postaci:

- 1) $F = -0,01114 l + 6,443158$ (75)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,958$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 0,290$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 361,101$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (1, 30) stopniach swobody $F_{kr} = 7,56$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = -18,399$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 30 stopni swobody $t_{kr} = 2,750$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ $A(-0,01237, -0,00990)$;
- 2) $F = -0,01448 l + 9,661233$ (76)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,995$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 0,126$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 3225,616$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (1, 30) stopniach swobody $F_{kr} = 7,56$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = -54,991$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 30 stopni swobody $t_{kr} = 2,750$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ $A(-0,01502, -0,01395)$;
- 3) $F = -0,00879 l + 8,806315$ (77)
- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,952$
 - odchylenie standardowe regresji $S = 0,248$
 - statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 309,895$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (1, 30) stopniach swobody $F_{kr} = 7,56$
 - statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = -17$
 - wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 30 stopni swobody $t_{kr} = 2,750$
 - przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ $A(-0,00985, -0,00774)$;

4)	$F = -0,01557 l + 11,8337$	(78)
– współczynnik korelacji wielokrotnej		$R = 0,965$
– odchylenie standardowe regresji		$S = 0,3688$
– statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji		$F = 438,249$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (1, 30) stopniach swobody		$F_{kr} = 7,56$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A		$t_A = -20,269$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 30 stopni swobody		$t_{kr} = 2,750$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$		$A(-0,01714, -0,01400)$;

5)	$F = -0,01147 l + 13,1586$	(79)
– współczynnik korelacji wielokrotnej		$R = 0,949$
– odchylenie standardowe regresji		$S = 0,3352$
– statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji		$F = 287,822$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (1, 30) stopniach swobody		$F_{kr} = 7,56$
– statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A		$t_A = -16,426$
– wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 30 stopni swobody		$t_{kr} = 2,750$
– przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$		$A(-0,01290, -0,01004)$.

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wielokrotnej R przyjmuje dla wyprowadzonych funkcji regresji wartości w przedziale od 0,948 do 0,995, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi F i l dla poszczególnych prędkości kątowych ω_1 zespołu roboczego. Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji (75), (76), (77), (78) i (79) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie, z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla każdej z pięciu wyprowadzonych funkcji regresji zachodzi nierówność:

$$|t_A| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Analiza regresji wielokrotnej przeprowadzona w celu wyznaczenia zależności statystycznej $F = f(l, \omega_1)$ wykazała, że najdokładniej opisuje tę zależność wielomian pierwszego stopnia o postaci:

$$F = A l + B\omega_1 + C, \quad (80)$$

gdzie-

- A, B – współczynniki regresji,
- C – wyraz wolny,
- l – odległość sworznia od osi obrotu zespołu roboczego,
- ω_1 – prędkość kątowna zespołu roboczego wybieraka.

Ostatecznie (na podstawie przeprowadzonej analizy regresji) stwierdzono, że wpływ zmiennych l i ω_1 na wartość siły F w poszczególnym sworzniu można opisać wielomianem mającym postać:

$$F = -0,01229 l + 763,98 \omega_1 - 0,71518 \quad (81)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,970$
- odchylenie standardowe regresji $S = 0,597$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 1316,27$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (2, 157) stopniach swobody $F_{kr} = 4,98$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = -22,094$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = 45,770$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 157 stopni swobody $t_{kr} = 2,570$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A (-0,01340, 0,01118)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B (730,60, 797,37).

Przeprowadzona analiza regresji wykazała, że współczynnik korelacji wielokrotnej przyjmuje wartość $R = 0,970$, co świadczy o silnym związku statystycznym pomiędzy zmiennymi F , l i ω_1 . Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji (81) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie, z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji zachodzą nierówności:

$$|t_A| > t_{kr} \quad \text{i} \quad |t_B| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A i B na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podsumowując badania sił w poszczególnych sworzniach listew-prowadnic należy stwierdzić, że są one bardzo potrzebne, gdyż na ich podstawie można obliczyć wartość wypadkowej P_3 oraz ramię r_3 jej działania. Należy stwierdzić również, że wartości wypadkowej siły P_3 obliczone z zależności (49) były prawie identyczne jak wartości tej siły wyznaczone z sumowania sił w poszczególnych sworzniach.

10. IDENTYFIKACJA DANYCH DO MODELU MATEMATYCZNEGO

Warunkiem niezbędnym do prowadzenia obliczeń oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki jest znajomość oporu właściwego skrawania kisonki. W dostępnej literaturze fachowej nie udało się autorowi znaleźć informacji na temat badań oporu właściwego skrawania kisonki.

Wobec tego autor przeprowadził badania w celu wyznaczenia oporu właściwego skrawania kisonki, który przypada na jeden nóż frezujący.

Do badań wykorzystano to samo stanowisko badawcze, na którym wcześniej prowadzono badania obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka. W czasie badań oporu właściwego skrawania kisonki stosowano identyczne parametry pracy zespołu roboczego wybieraka jak przy wyznaczaniu jego obciążeń zewnętrznych. Wartość oporu właściwego skrawania kisonki (cechy charakterystyczne kisonki zestawiono w tab.2) wyznaczano poprzez pomiar i rejestrację momentu obrotowego na wale, na którym osadzone jest koło napędzające łańcuch frezujący. Pomiaru momentu obrotowego na wale dokonywano za pomocą przetwornika tensometrycznego, wykonanego we własnym zakresie w układzie pełnego mostka Wheatstone'a. Do budowy tego przetwornika zastosowano tensometry kratowe RL 15/120. Przetwornik połączono z aparaturą pomiarowo-rejestrującą (mostkiem tensometrycznym, układem A/C, komputerem klasy IBM PC) przez szcztokowy zbieracz typu Z12W, opracowany i wykonany w Instytucie Lotnictwa w Warszawie. Dzielnik wartości otrzymanego momentu obrotowego (pomiar z dokładnością do 0,01 kNm) przez długość promienia podziałowego koła łańcuchowego otrzymywano wartość oporu ruchu łańcucha frezującego przy poszczególnych położeniach zespołu roboczego.

W celu wyznaczenia siły skrawania P_f kisonki przez łańcuch frezujący, od wartości oporu ruchu łańcucha frezującego podczas skrawania odejmowano opór ruchu biegu luzem łańcucha. Następnie, znając wartość siły skrawania P_f , obliczano opór właściwy k_f skrawania kisonki przypadający na jeden nóż z zależności:

$$k_f = \frac{P_f}{S_n \cdot z}, \quad (82)$$

gdzie-

- S_n – pole przekroju (teoretyczne) warstwy skrawanej mierzone w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu względnego noża frezującego,
- z – liczba noży skrawających jednocześnie.

Dla badanej konstrukcji wybieraka S_n wynosi $115 \times 35 = 4025 \text{ mm}^2$, natomiast liczbę noży pracujących jednocześnie należy obliczyć z zależności (44). Podczas badań doświadczalnych każdy pomiar (dla przyjętego układu zmiennych niezależnych) powtarzano czterokrotnie.

W tabelach 22, 23, 24, 25 i 26 zestawiono wartości statystyk obliczone dla poszczególnych układów zmiennych niezależnych przy badaniu siły skrawania P_f . W powyższych tabelach zawarto również oceny przedziałów ufności średniej m badanej cechy (siły skrawania P_f) na poziomie ufności $\alpha = 0,05$.

Odnosząc się do danych zawartych w powyższych tabelach należy stwierdzić, że średnie wartości siły skrawania P_f , uzyskane z poszczególnych doświadczeń, wyznaczono statystycznie ze zbiorów o małym rozrzucie wyników, gdyż ocena odchyłeń standardowych S dla poszczególnych doświadczeń mieściła się w przedziale od 0,04 do 0,28 kN. Powyższym wartościom odchyłeń standardowych odpowiadały oceny współczynnika zmienności $x_z = 0,002$ i $x_z = 0,02$.

Przeprowadzone badania oraz analiza regresji wyników tych badań wykazały brak istotności, na przyjętym poziomie istotności $\alpha = 0,01$ i $\alpha = 0,05$, wpływu prędkości liniowej v łańcucha frezującego i rodzaju ruchu T zespołu roboczego na wartość siły skrawania P_f . Istotny wpływ wywiera natomiast, na poziomie istotności $\alpha = 0,01$, kąt obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem siłosu oraz jego prędkość kątowna ω_1 .

Przeprowadzona analiza regresji wielokrotnej, w celu wyznaczenia zależności statystycznej $P_f = f(\varphi, \omega_1)$, wykazała, że zadowalająco opisuje tę zależność następujący wielomian drugiego stopnia:

$$P_f = A\varphi + B\omega_1 + C\varphi^2 + D, \quad (83)$$

gdzie-

- A, B, C – współczynniki regresji,
- D – wyraz wolny,
- φ – kąt obrotu zespołu roboczego wybieraka względem siłosu,
- ω_1 – prędkość kątowna zespołu roboczego wybieraka.

Ostatecznie (na podstawie przeprowadzonej analizy regresji wielokrotnej) stwierdzono, że wpływ kąta obrotu φ zespołu roboczego oraz prędkości kątownej ω_1 na wartość siły skrawania P_f można opisać wielomianem o postaci:

$$P_f = 0,8459\varphi + 1138,834 \omega_1 - 0,00507\varphi^2 - 36,1413 \quad (84)$$

- współczynnik korelacji wielokrotnej $R = 0,942$
- odchylenie standardowe regresji $S = 2,0377$
- statystyka testowa F – Snedecora do hipotezy o istotności regresji $F = 444,78$
- wyznaczona z tablic wartość krytyczna F_{kr} zmiennej losowej F – Snedecora dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ przy (3, 164) stopniach swobody $F_{kr} = 3,92$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji A $t_A = 23,06$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji B $t_B = 22,62$
- statystyka testowa t – Studenta do hipotezy o istotności współczynnika regresji C $t_C = -25,12$

Tab.22. Wyniki badań siły skrawania P_f [kN]

Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{11} = 0,010$ [rad/s]									
	Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu									
	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_f}$	3,19	8,50	10,12	10,43	8,18	4,06	0,00			
S	0,04	0,18	0,10	0,15	0,12	0,06	0,00			
x_z	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,15	0,00			
$P_{f\min}$	3,13	8,25	10,00	10,20	8,00	4,00	0,00			
$P_{f\max}$	3,25	8,75	10,28	10,60	8,30	4,15	0,00			
$ \overline{P_f} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$3,12 < m < 3,26$	$8,17 < m < 8,83$	$9,94 < m < 10,30$	$10,15 < m < 10,71$	$7,96 < m < 8,40$	$3,95 < m < 4,17$				

Tab.23. Wyniki badań siły skrawania P_f [kN]

Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{12} = 0,012$ [rad/s]											
	45	60	75	90	105	120	135	Kąt obrotu φ [... ^o] zespołu roboczego wybieraka względem siłosu				
$\overline{P_f}$	5,55	10,95	12,38	12,75	10,43	6,49	0,00					
S	0,06	0,08	0,03	0,14	0,05	0,08	0,00					
x_z	0,01	0,01	0,002	0,01	0,005	0,01	0,00					
$P_{f\min}$	5,44	10,85	12,34	12,55	10,36	6,39	0,00					
$P_{f\max}$	5,60	11,05	12,42	12,95	10,50	6,59	0,00					
$\left \overline{P_f} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	5,44 < m < 5,66		10,80 < m < 11,10		12,32 < m < 12,44		12,46 < m < 13,01		10,34 < m < 10,52		6,34 < m < 6,64	

Tab.24. Wyniki badań siły skrawania P_f [kN]

Statystyka	Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{13} = 0,014$ [rad/s]										
	45	60	75	90	105	120	135	Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem siłosu			
$\overline{P_f}$	7,97	13,46	14,71	15,07	12,75	8,95	0,00				
S	0,16	0,16	0,28	0,07	0,08	0,07	0,00				
x_z	0,02	0,01	0,02	0,005	0,01	0,004	0,00				
$P_{f \min}$	7,70	13,26	14,51	14,97	12,67	18,87	0,00				
$P_{f \max}$	8,10	13,66	14,91	15,17	12,88	19,03	0,00				
$ \overline{P_f} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$7,68 < m < 8,26$	$13,11 < m < 13,69$	$14,20 < m < 15,22$	$14,94 < m < 15,20$	$12,60 < m < 12,90$	$8,82 < m < 9,08$					

Tab.25. Wyniki badań siły skrawania P_f [kN]

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{14} = 0,016$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [...] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_f}$	10,30	15,97	16,97	17,31	15,00	11,41	0,00			
S	0,18	0,31	0,22	0,12	0,19	0,19	0,00			
x_z	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02	0,00			
$P_{f\min}$	10,10	15,60	16,60	17,16	14,80	11,20	0,00			
$P_{f\max}$	10,50	16,27	17,17	17,46	15,30	11,61	0,00			
$\left \overline{P_f} - m \right < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$9,97 < m < 10,66$	$15,40 < m < 16,57$	$16,57 < m < 17,37$	$17,09 < m < 17,53$	$14,65 < m < 15,35$	$11,06 < m < 11,76$				

Tab.26. Wyniki badań siły skrawania P_f [kN]

Prędkość kątowna zespołu roboczego $\omega_{15} = 0,018$ [rad/s]										
Kąt obrotu φ [°] zespołu roboczego wybieraka względem silosu										
Statystyka	45,	60	75	90	105	120	135			
$\overline{P_f}$	12,72	18,42	19,23	19,63	17,32	13,87	0,00			
S	0,16	0,22	0,25	0,09	0,15	0,26	0,00			
x_z	0,01	0,01	0,01	0,005	0,01	0,02	0,00			
$P_{f \min}$	12,64	18,12	18,90	19,53	17,12	13,57	0,00			
$P_{f \max}$	12,92	18,72	19,53	19,73	17,52	14,17	0,00			
$ \overline{P_f} - m < t \frac{S}{\sqrt{n-1}}$ $\alpha = 0,05$ $t = 3,18$	$12,43 < m < 13,01$	$18,02 < m < 18,82$	$18,77 < m < 19,69$	$19,46 < m < 19,80$	$17,04 < m < 17,60$	$13,39 < m < 14,35$				

- wyznaczona z tablic wartość krytyczna t_{kr} zmiennej losowej t – Studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,01$ i 164 stopni swobody $t_{kr} = 2,576$
- przedział ufności dla współczynnika regresji A przy $1 - \alpha = 0,95$ A(0,832, 0,860)
- przedział ufności dla współczynnika regresji B przy $1 - \alpha = 0,95$ B(1119,804, 1157,864)
- przedział ufności dla współczynnika regresji C przy $1 - \alpha = 0,95$ C(-0,0051, -0,0050).

Z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji (84) zachodzi nierówność:

$$F > F_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności funkcji regresji na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

Podobnie, z przeprowadzonej analizy regresji wynika, że dla wyprowadzonej funkcji regresji zachodzą nierówności:

$$|t_A| > t_{kr}, \quad |t_B| > t_{kr}, \quad |t_C| > t_{kr},$$

czyli należy odrzucić hipotezę H_0 o nieistotności współczynników regresji A, B i C na poziomie istotności $\alpha = 0,01$ na korzyść hipotezy alternatywnej H_1 .

W tabeli 27 zestawiono obliczone wartości oporu właściwego k_f skrawania kiszonki, przypadające na jeden nóż frezujący w zależności od φ i ω_1 .

Tab.27. Wartość k_f [kN/mm²] przypadająca na 1 nóż frezujący

ω_1 [rad/s] \ φ [...°]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
45	$7,92 \cdot 10^{-5}$	$1,38 \cdot 10^{-4}$	$1,98 \cdot 10^{-4}$	$2,56 \cdot 10^{-4}$	$3,16 \cdot 10^{-4}$
60	$1,32 \cdot 10^{-4}$	$1,70 \cdot 10^{-4}$	$2,09 \cdot 10^{-4}$	$2,48 \cdot 10^{-4}$	$2,86 \cdot 10^{-4}$
75	$1,48 \cdot 10^{-4}$	$1,81 \cdot 10^{-4}$	$2,15 \cdot 10^{-4}$	$2,48 \cdot 10^{-4}$	$2,81 \cdot 10^{-4}$
90	$1,44 \cdot 10^{-4}$	$1,76 \cdot 10^{-4}$	$2,08 \cdot 10^{-4}$	$2,39 \cdot 10^{-4}$	$2,71 \cdot 10^{-4}$
105	$1,27 \cdot 10^{-4}$	$1,62 \cdot 10^{-4}$	$1,98 \cdot 10^{-4}$	$2,33 \cdot 10^{-4}$	$2,69 \cdot 10^{-4}$
120	$7,76 \cdot 10^{-5}$	$1,24 \cdot 10^{-4}$	$1,71 \cdot 10^{-4}$	$2,18 \cdot 10^{-4}$	$2,65 \cdot 10^{-4}$
135	-	-	-	-	-

11. EKSPERYMENT SYMULACYJNY

Dla prowadzenia obliczeń obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka opracowano program komputerowy MECHAN.

Przy zastosowaniu powyższego programu można modelować następujące obciążenia za pomocą komputera klasy IBM PC:

- wypadkową siłę biegu luzem zespołu roboczego P_1 ,
- wypadkową siłę tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym P_2 ,
- wypadkową siłę oporu zagłębiania zespołu roboczego w słup kisonki P_3 .

Do napisania programu użyto języka Turbo-Pascal 6.0, uwzględniając obecne wymagania dotyczące obsługi programów. Dane do programu są zapisane w zbiorze, który jest odczytywany w trakcie uruchomienia programu lub mogą być wprowadzane na bieżąco.

Dane te dotyczą w kolejności:

- wybranych właściwości fizycznych kisonki,
- cech konstrukcyjnych silosu wieżowego,
- cech konstrukcyjnych i parametrów ruchu zespołu roboczego wybieraka.

11.1. Obliczenia wypadkowej siły biegu luzem zespołu roboczego wybieraka

Do przeprowadzenia obliczeń wypadkowej siły biegu luzem P_1 zespołu roboczego z zależności (1) niezbędna jest znajomość wartości współczynnika oporu toczenia f oraz reakcji siły R_A dna podstawy silosu na koło podporowe zespołu roboczego. Wartość współczynnika oporu toczenia $f = 0,005$ m wyznaczono na podstawie badań wstępnych. Natomiast wartości siły reakcji R_A obliczano z zależności (2) i (20).

Do obliczeń wypadkowej siły P_1 przyjęto:

$$m = 0,955 \text{ kg},$$

$$\zeta = 0,04 \text{ m},$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2,$$

$$R_R = 1225,2 \text{ N},$$

$$\omega_1 = 0,010; 0,012; 0,014; 0,016; 0,018 \text{ rad/s}.$$

Wartości zmiennych: m , ζ , R_R i ω_1 przyjęto oraz obliczono (dotyczy R_R) uwzględniając postać konstrukcyjną oraz parametry ruchu zespołu roboczego wybieraka.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że prędkość kątowna ω_1 (dla przyjętych w eksperymencie wartości) nie wywiera istotnego wpływu na opór biegu luzem P_1 . Opór P_1 przyjmuje wartość stałą i wynosi 154,32 N.

Obliczenia wykazały, że stosowanie w badaniach symulacyjnych prędkości kątowych o wyższych wartościach, rzędu $\omega_{1i} = 1,00; 2,00; 3,00 \text{ rad/s} \dots$ itd., powoduje zauważalny wzrost oporów biegu luzem P_1 zespołu roboczego wybieraka. Należy stwierdzić, że nie ma to większego znaczenia w aspekcie praktycznym, gdyż zespoły robocze wybieraków w procesie rozładunku silosów wieżowych wypełnionych kisonką poru-

szają się ze znacznie mniejszymi prędkościami kątowymi, co podyktowane jest między innymi samym procesem skrawania kisonki.

11.2. Obliczenia wypadkowej siły tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka

W celu przeprowadzenia obliczeń wypadkowej siły tarcia P_2 z zależności (36) obliczono najpierw pole powierzchni S , ze wzorów (25) i (26).

Przy obliczaniu pola powierzchni S przyjęto, zgodnie z cechami konstrukcyjnymi silosu i prototypu wybieraka:

$$R = 1,425 \text{ m,}$$

$$k = 1,85 \text{ m,}$$

$$\varphi \in \langle 45^0, 135^0 \rangle,$$

$$r = 0,12 \text{ m.}$$

Z przeprowadzonych obliczeń pola powierzchni S wynika, że dla poszczególnych kątów obrotu φ zespołu roboczego wybieraka względem silosu przyjmuje ono wartości przedstawione w tabeli 28.

Tab.28. Obliczone wartości powierzchni S dla przyjętych kątów obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu

$\varphi [^{\circ}]$	$S [m^2]$
45	0,268
50	0,376
55	0,429
60	0,513
65	0,553
70	0,595
75	0,635
80	0,664
85	0,674
90	0,682
95	0,674
100	0,664
105	0,635
110	0,595
115	0,553
120	0,513
125	0,429
130	0,376
135	0,268

Do obliczeń wypadkowej siły P_2 z zależności (36), przy zastosowaniu programu komputerowego MECHAN, przyjęto następujące wartości zmiennych niezależnych (zgodne z badaniami doświadczalnymi):

$$\mu_k = 0,32,$$

$$h = 2,00; 4,00; 6,00; 8,00 \text{ m},$$

$$\rho = 430 \text{ kg/m}^3,$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

Ponadto, w obliczeniach wypadkowej siły P_2 przyjęto, że bezwymiarowy współczynnik obciążenia $v = 1$.

W tabeli 29 zestawiono przykładowe wyniki obliczeń wypadkowej siły P_2 w funkcji kąta obrotu φ zespołu roboczego względem siłosu oraz wysokości h słupa kisonki w silosie.

Tab.29. Przykładowe wyniki obliczeń wypadkowej siły P_2 [kN] z modelu matematycznego

φ [$^\circ$]	h [m]	2,00	4,00	6,00	8,00
45		0,72	1,45	2,17	2,89
60		1,38	2,77	4,15	5,54
75		1,71	3,43	5,14	6,86
90		1,84	3,68	5,52	7,38
105		1,71	3,43	5,14	6,86
120		1,38	2,77	4,15	5,54
135		0,72	1,45	2,17	2,89

11.3. Obliczenia wypadkowej siły oporu zagłębienia zespołu roboczego wybieraka w słup kisonki

Do obliczeń wypadkowej siły oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kisonki P_3 z zależności (47), przyjęto zgodnie z cechami konstrukcyjnymi silosu i prototypu wybieraka:

$$R = 1,425 \text{ m},$$

$$k = 1,85 \text{ m},$$

$$\varphi \in < 45^\circ, 135^\circ > - 90^\circ,$$

$$r = 0,12 \text{ m},$$

$$\tau = 0,16 \text{ m}.$$

Wartości oporu właściwego skrawania kisonki k_f do obliczeń wypadkowej siły P_3 przyjmowano z tabeli 27. Natomiast wartości współczynnika proporcjonalności c przy-

mowano z tabel 30 i 31. Obliczenia współczynnika proporcjonalności c dokonano na podstawie znajomości wypadkowej siły P_3 oraz wypadkowej siły P_f skrawania kisonki.

Tab.30. Wartość współczynnika proporcjonalności c dla ruchu T_1 zespołu roboczego wybieraka

ω_1 [rad/s] \ φ [...°]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
45	5,41	4,68	4,74	4,50	4,08
60	3,58	4,31	3,68	3,50	3,72
75	3,75	4,35	3,87	4,05	4,47
90	3,47	4,50	3,84	4,32	4,57
105	3,45	3,83	3,94	4,79	4,39
120	6,78	4,57	4,38	4,13	5,09
135	-	-	-	-	-

Tab.31. Wartość współczynnika proporcjonalności c dla ruchu T_2 zespołu roboczego wybieraka

ω_1 [rad/s] \ φ [...°]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
45	4,49	3,97	3,57	4,18	4,36
60	2,00	3,22	3,09	3,19	3,39
75	3,05	3,12	3,21	3,54	3,99
90	3,23	3,56	4,00	4,06	4,49
105	2,47	3,99	4,22	4,29	4,86
120	4,89	3,27	4,08	3,98	3,98
135	-	-	-	-	-

Dzieląc wyznaczoną doświadczalnie średnią wartość wypadkowej siły P_3 przez średnią wartość wypadkowej siły P_f , dla tych samych wartości zmiennych φ i ω_1 , otrzymywano wartość współczynnika proporcjonalności c .

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że wartość tego współczynnika dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 zespołu roboczego wybieraka mieści się w przedziale od 3,45 do 6,78, przy średniej wartości $c = 4,29$. Natomiast dla ruchu wahadłowego przerywa-

nego T_2 zespołu roboczego wybieraka mieści się w przedziale wartości od 2,00 do 4,89, przy średniej $c = 3,72$. Z analizy tabel 30 i 31 wynika, że odrzucając skrajne wartości współczynnika c , można stwierdzić, że przyjmuje on w przybliżeniu stałą wartość.

Obliczeń wypadkowej siły P_3 nie wykonano dla kąta obrotu zespołu roboczego względem silosu $\varphi = 90^\circ$ i $\varphi = 135^\circ$, gdyż dla powyższych wartości φ nie istnieje rozwiązanie dla wzoru (47).

W tabelach 32 i 33 zestawiono przykładowe wyniki obliczeń wypadkowej siły P_3 dla ruchu wahadłowego T_1 i T_2 zespołu roboczego w funkcji kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu oraz jego prędkości kątowej ω_1 .

Tab.32. Wyniki obliczeń wypadkowej siły P_3 [kN] z modelu matematycznego przy ruchu T_1 zespołu roboczego wybieraka

ω_1 [rad/s] \ φ [°]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
45	16,96	25,57	37,69	45,59	51,08
60	27,95	43,34	45,50	51,35	62,94
75	38,55	54,63	57,73	69,68	87,15
90	35,75	56,67	57,15	73,88	88,62
105	28,50	40,36	50,75	72,59	76,82
120	22,31	27,62	36,51	43,88	65,65
135	-	-	-	-	-

Tab.33. Wyniki obliczeń wypadkowej siły P_3 [kN] z modelu matematycznego przy ruchu T_2 zespołu roboczego wybieraka

ω_1 [rad/s] \ φ [°]	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018
45	14,08	21,69	28,38	42,34	54,58
60	15,61	32,38	38,20	46,79	57,36
75	31,35	39,18	47,88	60,91	77,78
90	33,28	44,83	59,53	69,43	87,07
105	20,81	42,05	54,36	65,02	85,05
120	16,09	19,76	34,01	42,29	51,34
135	-	-	-	-	-

12. WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO OBCIĄŻEŃ ZEWNĘTRZNYCH ZESPOŁU ROBOCZEGO WYBIERAKA

W celu weryfikacji opracowanego w rozdziale 5 pracy modelu matematycznego, porównywano wyniki uzyskane w badaniach doświadczalnych z wynikami z modelu. Porównanie przeprowadzono odpowiednio dla wypadkowych sił P_1 , P_2 i P_3 , przy takich samych układach zmiennych niezależnych.

W statystyce matematycznej nie ma opisanych jednoznacznie metod porównywania wyników badań z wynikami uzyskanymi z modeli matematycznych wyprowadzonych a priori. Wobec tego jako kryterium adekwatności modelu matematycznego do modelowanej rzeczywistości służą różnego typu kryteria zapożyczone np. z teorii aproksymacji.

W niniejszej pracy jako miarę adekwatności modelu matematycznego do wyników badań doświadczalnych przyjęto wielkości χ , która jest stosunkiem wartości uzyskanej z badań Y_E do wartości uzyskanej z modelu Y_{MM} :

$$\chi = \frac{Y_E}{Y_{MM}} \quad (87)$$

Na etapie porównywania wyników obliczono ponadto wartości średniego błędu obciążeń χ oraz jego odchylenia standardowe.

Z przeprowadzonych badań wynika, że wartość wypadkowej siły biegu luzem P_1 zespołu roboczego wynosi 0,16 kN i nie zależy od przyjętych wartości zmiennych niezależnych doświadczenia. Natomiast wypadkowa siła P_1 obliczona z modelu przyjmuje wartość 0,154 kN. Wobec powyższego $\chi = 1,04$, co świadczy o adekwatności modelu matematycznego.

Syntetyczne zestawienie porównywanych wartości wypadkowej siły tarcia P_2 pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego zamieszczono w tabeli 34, gdzie podano także wartości średnie i odchylenia standardowe wielkości χ , dla wyróżnionych grup wyników. Na podstawie przeprowadzonego porównania, stwierdzono zgodność trendu zmian wypadkowej siły P_2 wyznaczonej doświadczalnie Y_E i na podstawie obliczeń modelu Y_{MM} . Średnie wartości χ mieszczą się w przedziale wartości od 0,82 do 0,93, co świadczy o pewnym rozrzucie wyników, ale zdaniem autora możliwym do zaakceptowania.

Na uwagę zasługuje fakt, że wypadkowa siła P_2 wyznaczona na podstawie badań Y_E dla wysokości słupa kisonki w silosie $h = 2,00; 4,00; 6,00; 8,00$ m i kąta obrotu zespołu roboczego wybieraka względem silosu $\varphi = 60; 75; 90^0$, przyjmuje wartości wyższe w stosunku do wypadkowej siły P_2 obliczonej z modelu matematycznego.

Z analizy przedstawionych powyżej faktów wynika, że zespół roboczy wybieraka, przesuwając się w kierunku osi symetrii słupa kisonki w silosie, jest obciążony nie tylko materiałem znajdującym się w obrysie ramienia frezującego, lecz dodatkowo także

Tab.34. Zestawienie porównywanych wartości wypadkowej siły P_2 [kN]

φ [... ⁰]	h [m]	Y_E	Y_{MM}	χ	$\bar{\chi}, S$
45	2,00	0,46	0,72	0,64	$\bar{\chi} = 0,90$ $S = 0,29$
60	2,00	1,65	1,38	1,19	
75	2,00	1,82	1,71	1,06	
90	2,00	2,40	1,84	1,30	
105	2,00	1,75	1,71	1,02	
120	2,00	0,71	1,38	0,51	
135	2,00	0,43	0,72	0,60	
45	4,00	1,05	1,45	0,72	$\bar{\chi} = 0,82$ $S = 0,21$
60	4,00	2,60	2,77	0,94	
75	4,00	3,69	3,43	1,07	
90	4,00	4,21	3,68	1,14	
105	4,00	2,51	3,43	0,73	
120	4,00	1,70	2,77	0,61	
135	4,00	0,75	1,45	0,52	
45	6,00	1,31	2,17	0,60	$\bar{\chi} = 0,93$ $S = 0,21$
60	6,00	4,77	4,15	1,15	
75	6,00	5,59	5,14	1,09	
90	6,00	6,45	5,52	1,17	
105	6,00	5,25	5,14	1,02	
120	6,00	3,29	4,15	0,79	
135	6,00	1,47	2,17	0,68	
45	8,00	1,34	2,89	0,46	$\bar{\chi} = 0,85$ $S = 0,20$
60	8,00	5,93	5,54	1,07	
75	8,00	7,11	6,86	1,04	
90	8,00	7,67	7,38	1,04	
105	8,00	5,19	6,86	0,76	
120	8,00	4,17	5,54	0,75	
135	8,00	2,32	2,89	0,80	

Z analizy przedstawionych powyżej faktów wynika, że zespół roboczy wywieraka, przesuując się w kierunku osi symetrii słupa kieszonki w silosie, jest obciążony nie tylko materiałem znajdującym się w obrysie ramienia frezującego, lecz dodatkowo także materiałem znajdującym się po jego biernej stronie. Natomiast po przekroczeniu przez zespół roboczy kąta obrotu $\varphi = 105^0$ dla wysokości słupa kieszonki $h = 2,00; 4,00$ m oraz kąta obrotu $\varphi = 90^0$ dla wysokości słupa kieszonki $h = 4,00; 8,00$ m wartości wypadkowej siły P_2 , uzyskane z badań, są mniejsze w stosunku do uzyskanych z modelu, co świadczy

o odciążeniu zespołu roboczego wybieraka. Wobec powyższego słusznym było wprowadzenie do modelu matematycznego wypadkowej siły P_2 bezwymiarowego współczynnika v obciążenia zespołu roboczego słupem kiszonki. W związku z tym, korzystając na etapie projektowania z modelu matematycznego należy obliczoną wartość wypadkowej siły P_2 pomnożyć przez współczynnik v , którego wartość maksymalna w badanych warunkach wyniosła 1,30 ($\varphi = 90^0$, $h = 2,00$ m).

Odpowiednio mniejsze wartości współczynnika v uzyskano dla kąta obrotu zespołu roboczego $\varphi = 90^0$ oraz wysokości słupa kiszonki $h = 4,00$; $6,00$; $8,00$ m, co świadczy o tym, że obciążenie zespołu roboczego od słupa kiszonki jest przejmowane również częściowo przez ścianę silosu.

Syntetyczne zestawienie porównywanych wartości wypadkowej siły oporu zagłębiania P_3 zespołu roboczego w słup kiszonki zamieszczono w tabelach 35 i 36. Podano w nich, podobnie jak w tabeli 34, wartości średnie i odchylenia standardowe wielkości χ dla wyróżnionych grup wyników.

Na podstawie przeprowadzonego porównania, stwierdzono zgodność trendu zmian wypadkowej siły P_3 wyznaczonej doświadczalnie Y_E i na podstawie modelu Y_{MM} . Dotyczy to zarówno przypadku, kiedy zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy ciągły T_1 , jak również ruch wahadłowy przerywany T_2 . Natomiast średnie wartości χ mieszczą się w przedziale wartości od 1,00 do 1,05, co świadczy o bardzo dobrym dopasowaniu modelu matematycznego do opisywanego procesu.

Na podstawie przeprowadzonej weryfikacji można stwierdzić, że opracowany model matematyczny dobrze odwzorowuje rzeczywiste obciążenia zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka. Wobec powyższego może być on wykorzystany do jakościowego i ilościowego wyjaśnienia przebiegu skrawania kiszonki w silosie wieżowym, przy użyciu wybieraka, którego zespół roboczy wykonuje ruch wahadłowy.

Tab.35. Zestawienie porównywanych wartości wypadkowej siły P_3 [kN] dla ruchu T_1 zespołu roboczego

φ [$^{\circ}$]	ω_1 [rad/s]	Y_E	Y_{MM}	χ	$\bar{\chi} S$
45	0,010	17,25	16,96	1,02	$\bar{\chi} = 1,05$ $S = 0,09$
60	0,010	30,49	27,95	1,09	
75	0,010	37,91	38,55	0,98	
90	0,010	36,24	35,75	1,01	
105	0,010	28,25	28,50	0,99	
120	0,010	27,55	22,31	1,23	
45	0,012	26,00	25,57	1,02	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,012	47,20	43,34	1,09	
75	0,012	53,94	54,63	0,99	
90	0,012	57,39	56,67	1,01	
105	0,012	39,93	40,36	0,99	
120	0,012	29,69	27,62	1,07	
45	0,014	37,82	37,69	1,00	$\bar{\chi} = 1,02$ $S = 0,04$
60	0,014	49,51	45,50	1,09	
75	0,014	56,87	57,73	0,98	
90	0,014	57,84	57,15	1,01	
105	0,014	50,28	50,75	0,99	
120	0,014	39,28	36,51	1,07	
45	0,016	46,40	45,59	1,02	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,016	55,87	51,35	1,09	
75	0,016	68,79	69,68	0,99	
90	0,016	74,71	73,88	1,01	
105	0,016	71,89	72,59	0,99	
120	0,016	47,19	43,88	1,07	
45	0,018	51,87	51,08	1,01	$\bar{\chi} = 1,02$ $S = 0,04$
60	0,018	68,62	62,94	1,09	
75	0,018	85,96	87,15	0,97	
90	0,018	89,75	88,62	1,01	
105	0,018	76,20	76,82	0,99	
120	0,018	70,67	65,65	1,08	

Tab.36. Zestawienie porównywanych wartości wypadkowej siły P_3 [kN] dla ruchu T_2 zespołu roboczego

φ [$^{\circ}$]	ω_1 [rad/s]	Y_E	Y_{MM}	χ	$\bar{\chi}, S$
45	0,010	14,33	14,08	1,02	$\bar{\chi} = 1,00$ $S = 0,05$
60	0,010	16,95	15,61	1,68	
75	0,010	30,86	31,35	0,98	
90	0,010	33,72	33,28	1,01	
105	0,010	20,23	20,81	0,97	
120	0,010	14,93	16,09	0,93	
45	0,012	22,05	21,69	1,02	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,012	35,25	32,38	1,09	
75	0,012	38,59	39,18	0,98	
90	0,012	45,36	44,83	1,01	
105	0,012	41,64	42,05	0,99	
120	0,012	21,28	19,76	1,08	
45	0,014	28,46	28,38	1,01	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,014	41,54	38,20	1,09	
75	0,014	47,26	47,88	0,99	
90	0,014	60,42	59,53	1,01	
105	0,014	53,90	54,36	0,99	
120	0,014	36,52	34,01	1,07	
45	0,016	43,10	42,34	1,02	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,016	50,89	46,79	1,09	
75	0,016	60,15	60,91	0,99	
90	0,016	70,28	69,43	1,01	
105	0,016	64,33	65,02	0,99	
120	0,016	45,44	42,29	1,07	
45	0,018	55,48	54,58	1,02	$\bar{\chi} = 1,03$ $S = 0,04$
60	0,018	62,53	57,36	1,09	
75	0,018	76,83	77,78	0,99	
90	0,018	88,17	87,07	1,01	
105	0,018	84,24	85,05	0,99	
120	0,018	55,24	51,34	1,07	

13. WNIOSKI

Rezultaty realizacji przyjętych w niniejszej pracy zadań upoważniają do sformułowania poniższych wniosków ogólnych i szczegółowych:

13.1. Wnioski ogólne

1. Opracowany model matematyczny, odwzorowujący obciążenia zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka dolnego typu wahadłowego, może być wykorzystany przy zastosowaniu metod symulacji komputerowej w badaniach procesu wybierania kiszonki z silosu wieżowego, optymalizacji konstrukcji na etapie projektowania oraz generowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych wybieraków;
2. Przeprowadzone badania obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka mają znaczenie poznawcze i użyteczne, gdyż umożliwiają:
 - obliczenie wskaźników energetycznych wybieraka,
 - wyznaczenie optymalnych, pod względem energetycznym, parametrów konstrukcyjnych zespołu roboczego wybieraka,
 - porównanie poboru energii przez różne warianty konstrukcyjne zespołu roboczego w celu wyboru najlepszego,
 - dokonanie obliczeń wytrzymałościowych w procesie projektowania zespołu roboczego wybieraka,
 - projektowanie stanowisk do badań symulacyjnych całych wybieraków lub pojedynczych jego elementów;
3. W pracach projektowych zespołu roboczego wybieraka dolnego typu wahadłowego należy uwzględnić, po raz pierwszy stwierdzone i opisane przez autora niniejszej pracy, zagadnienia związane z ruchem słupa kiszonki w silosie wieżowym, co wymusza wprowadzenie w obliczeniach obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka bezwymiarowego współczynnika v obciążenia zespołu roboczego słupem kiszonki.

13.2. Wnioski szczegółowe

1. W obliczeniach projektowych wybieraków dolnych typu wahadłowego, przy zastosowaniu symulacji komputerowej, dopuszczalne jest przyjęcie założenia, że kiszonka wypełniająca silos wieżowy ma stałą gęstość. To upraszczające założenie nie obniża praktycznej wartości modelu;
2. Przeprowadzone porównanie wyników obliczeń teoretycznych z wynikami badań wskazuje, że słuszne jest również przyjęcie, podczas opracowywania modelu matematycznego, założenia o równomiernym obciążeniu poszczególnych noży frezujących w procesie skrawania kiszonki;

3. Rezultaty uzyskane w toku badań wskazują, że w procesie skrawania kisonki współczynnik proporcjonalności c pomiędzy siłą oporu zagłębiania P_3 a siłą skrawania P_1 przyjmuje wartość średnią 4,29 dla zespołu roboczego wybieraka, który wykonuje ruch wahadłowy ciągły T_1 . Natomiast dla zespołu roboczego wybieraka, który wykonuje ruch wahadłowy przerywany T_2 , wartość średnia współczynnika proporcjonalności c wynosi 3,72;
4. Przeprowadzone badania wykazały, że istotność wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych wybieraka na obciążenie jego zespołu roboczego, przy danych wysokościach słupa kisonki w silosie, należy rozpatrywać w kontekście szczególnym, tj. ich wpływu na:
 - wypadkową siłę biegu luzem zespołu roboczego P_1 ,
 - wypadkową siłę tarcia pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego P_2 ,
 - wypadkową siłę oporu zagłębiania zespołu roboczego w słup kisonki P_3 ;
5. Rezultaty uzyskane w toku badań wskazują na brak istotnego wpływu prędkości kątowej ω_1 zespołu roboczego, prędkości liniowej v łańcucha frezującego, rodzaju ruchu wahadłowego T , który wykonuje zespół roboczy i wysokości h słupa kisonki w silosie na opór biegu luzem P_1 zespołu roboczego wybieraka. Opór ten nie zależy również od kąta obrotu φ zespołu roboczego względem silosu. Dla badanego zespołu roboczego wybieraka jego opór biegu luzem wyniósł $P_1 = 0,16$ kN;
6. Z przeprowadzonych badań wynika, że istotny wpływ na wartość wypadkowej siły tarcia P_2 pomiędzy słupem kisonki a ramieniem frezującym zespołu roboczego wybieraka wywiera kąt obrotu φ zespołu roboczego względem silosu oraz wysokość h słupa kisonki w silosie. Wzrost wysokości h słupa kisonki w silosie powoduje liniowy przyrost wartości wypadkowej siły tarcia P_2 . Natomiast zmiana kąta obrotu φ w przedziale $\varphi \in < 45, 135^\circ >$ powoduje, że wartość wypadkowej siły tarcia P_2 najpierw rośnie a następnie maleje (zmiana wartości wypadkowej P_2 w funkcji kwadratowej). W przeprowadzonych badaniach maksymalne wartości wypadkowej siły tarcia P_2 , dla poszczególnych wysokości h słupa kisonki w silosie, otrzymano przy kącie obrotu zespołu roboczego $\varphi = 90^\circ$. Przykładowo, dla wysokości słupa kisonki w silosie $h_4 = 8,00$ m i kąta obrotu $\varphi = 90^\circ$ wartość wypadkowej siły tarcia P_2 wynosi 7,67 kN. Natomiast dla wysokości słupa kisonki w silosie $h_1 = 2,00$ m i kąta obrotu $\varphi = 90^\circ$ wartość wypadkowej siły tarcia P_2 wynosi 2,40 kN;
7. Przeprowadzone badania wykazały, że dla danego ruchu wahadłowego zespołu roboczego wybieraka (ruchu wahadłowego ciągłego T_1 lub ruchu wahadłowego przerywanego T_2), istotny wpływ na wartość wypadkowej oporu zagłębiania P_3 zespołu roboczego w słup kisonki, wywiera prędkość kątowa ω_1 zespołu roboczego oraz kąt obrotu φ zespołu roboczego względem silosu. Wzrost prędkości kątowej ω_1 , w przedziale wartości od 0,010 do 0,018 rad/s, przy centralnym położeniu zespołu roboczego $\varphi = 90^\circ$, powoduje wzrost wypadkowej P_3 w przedziale od 36,24 do 89,75 kN dla ruchu wahadłowego ciągłego T_1 oraz od 33,72 do 88,17 kN dla ruchu wahadłowego przerywanego T_2 ;
8. Zastosowanie w pracy zespołu roboczego wybieraka ruchu wahadłowego przerywanego T_2 , w stosunku do ruchu wahadłowego ciągłego T_1 , powoduje generalnie zmniejszenie wartości wypadkowej siły oporu zagłębiania P_3 zespołu roboczego w słup kisonki, a co za tym idzie i całkowitego obciążenia zewnętrznego;

9. Obciążenie zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka, który wykonuje ruch wahadłowy przerywany T_2 , osiąga wartości minimalne dla zmiennych niezależnych:
 - prędkości kątowej zespołu roboczego $\omega_{11} = 0,010 \text{ rad/s}$,
 - wysokości słupa kiszonki w silosie wieżowym $h_1 = 2,00 \text{ m}$;
10. Przeprowadzone badania wykazały, że najmniejszy udział w obciążeniu zewnętrznym zespołu roboczego wybieraka dolnego typu wahadłowego ma wypadkowa siła biegu luzem P_1 zespołu roboczego. Natomiast największy udział w obciążeniu zewnętrznym ma siła oporu zagłębiania P_3 zespołu roboczego w słup kiszonki. Udziały maksymalne siły P_3 wynoszą od 91,84 do 91,98%.

LITERATURA

- [1] Baker W.J., Triandafilidis G.E.: Kinematics of wave propagation in laterally confined columns of sand. Proc.of the International Symposium on Wave Propagation and Dynamic Properties of Earth Materials, Albuquerque, 1976.
- [2] Barabas F.: Uborka trav na senarzach. Technika w Sel'skom Chozjajstvie nr 6, 1980.
- [3] Baszta T.: Maszynostroitel'naja Gidraulika. Mašgiz, Moskva, 1971.
- [4] Biłowski J.: Problematyka badawcza w technologii zbioru i konserwowania pasz zielonych w Szwecji. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 6, 1980.
- [5] Błoch Ł.: Osnovnyje graficzeskije metody obrabotki opytnych danych. Mašgiz, Moskva, 1961.
- [6] Bobrowski D., Łybacka K.: Wybrane metody wnioskowania statystycznego. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1995.
- [7] Bochat A.: Badanie jednostkowego oporu zagłębiania zespołu roboczego wybieraka dolnego w słup materiału. Zeszyty Problemowe PNR-PAN Zeszyt 408, PAN, Kraków, 1993.
- [8] Bochat A.: Badania nacisku słupa materiału na ramię frezujące wybieraka silosów wieżowych. VI Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, Płock, 1994.
- [9] Bochat A.: Badania symulacyjne siły tarcia pomiędzy słupem wybieranego materiału a ramieniem frezującym wybieraka dolnego. V Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, Płock, 1991.
- [10] Bochat A.: Badania wpływu wybranych cech konstrukcyjnych wybieraka dolnego na efektywność rozładunku silosu wieżowego. Roczniki Naukowe PAN, Seria C, Technika Rolnicza tom 79, Zeszyt 1, PWN, Warszawa, 1992.
- [11] Bochat A.: Badania współczynnika wykorzystania przestrzeni roboczej przez zespół frezujący wybieraka. Materiały z Konferencji Międzynarodowej, III ICCE '93, Wyd. ATR, PAN, Bydgoszcz, 1993.
- [12] Bochat A.: Entleerungshilfen für Silos beim Austrag zahfließender Güter. Maschinenmarkt 51/52, Würzburg, 1994.
- [13] Bochat A.: Ermitteln des Schnittwiderstandes beim Entleeren von Silos. Maschinenmarkt 17, Würzburg, 1995.
- [14] Bochat A.: Identyfikacja obciążeń zespołu roboczego wybieraka silosu wieżowego. Rozprawy nr 61, Wyd. ATR, Bydgoszcz, 1994/95.
- [15] Bochat A.: Kinematyka ruchu elementów roboczych wybieraka dolnego typu wahadłowego. Zeszyty Problemowe PNR-PAN, Zeszyt 416, PAN, Kraków, 1994.
- [16] Bochat A.: Konstrukcja i badanie urządzenia do rozładunku zbiorników wieżowych. Konferencja Mechanika'95. Politechnika Gdańska, 1995.

- [17] Bochat A.: Mathematical model of pressure of material column on the milling arm of tower silo unloader. Annual Review of Agricultural Engineering 1(1), PAN, Warszawa, 1997.
- [18] Bochat A.: Model matematyczny zespołu roboczego wybieraka dolnego do rozładunku silosu wieżowego. IV Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, 1988.
- [19] Bochat A.: Modelowanie procesu rozładunku silosu wieżowego wybierakiem dolnym. Zeszyty Naukowe ATR w Bydgoszczy nr 161, Mechanika 33, Bydgoszcz, 1990.
- [20] Bochat A.: Motion kinematics of working units of the rotating bottom unloader. Annual Review of Agricultural Engineering 1(1), PAN, Warszawa, 1997.
- [21] Bochat A.: Możliwości stosowania symulacji komputerowej w projektowaniu wybieraków dolnych. Materiały z IV Konferencji Naukowo-Technicznej: Konstrukcja, Technologia i Eksploatacja Maszyn, Wyd. ATR, Bydgoszcz, 1992.
- [22] Bochat A.: O pewnym sposobie pracy zespołu frezującego wybieraka dolnego do rozładunku silosów wieżowych. III Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, Płock, 1985.
- [23] Bochat A.: Problematyka konstruowania zespołu roboczego wybieraka kisonki. VII Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, Płock, 1997.
- [24] Bochat A.: Problemy projektowania zespołów roboczych wybieraków dolnych. III Międzynarodowa Konferencja Naukowa: Problemy Techniki Rolniczej i Leśnej. SGGW, Warszawa, 1992.
- [25] Bochat A.: Próba doboru niektórych parametrów konstrukcyjnych zespołu roboczego wybieraka dolnego silosu wieżowego. Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej nr 8, 1993.
- [26] Bochat A.: Próba matematycznego opisu obciążeń zewnętrznych zespołów roboczych wybieraków dolnych. Roczniki Naukowe PAN, Seria C, Technika Rolnicza tom 79, Zeszyt 4, PWN, Warszawa, 1994.
- [27] Bochat A.: Rozdrabnianie objętościowe podczas wybierania materiału ze zbiornika systemem Schierholza. II Konferencja Naukowa: Maszyny w procesach rozdrabniania materiałów rolno-spożywczych, Wyd. ATR, Bydgoszcz, 1992.
- [28] Bochat A.: Wybieranie kisonki z silosu wieżowego wybierakiem dolnym o zmiennym ruchu ramienia frezującego. Roczniki Naukowe PAN, Seria C, Technika Rolnicza tom 79, Zeszyt 1, PWN, Warszawa, 1992.
- [29] Bochat A.: Zagadnienia niezawodności działania zespołów roboczych wybieraków silosów wieżowych. Materiały z zebrania Sekcji Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN, Pieczyńska, 1991.
- [30] Bochat A., Flizikowski J.: Stan równowagi słupa kisonki w silosie wieżowym. Roczniki Naukowe PAN, Seria C, Technika Rolnicza tom 79, Zeszyt 1, PWN, Warszawa, 1992.

- [31] Bochat A., Woliński A.: Rozładunek silosów wieżowych. Konferencja Naukowa PTON i SiTR, Poznań, 1983.
- [32] Bransby P., Blair-Fish P.M., James R.G.: An investigation of the flow of granular materials. Powder Technol. 8, 1973.
- [33] Bryl B.: Mechanizacja produkcji zwierzęcej z elementami budownictwa inwentarskiego. PWRiL, Warszawa, 1982.
- [34] Bubnicki Z.: Identyfikacja obiektów sterowania. PWN, Warszawa, 1974.
- [35] Calin L.: Przemysłowe fermy chowu zwierząt. Wyd. Arkady, Warszawa, 1973.
- [36] Chodkowski A.W.: Badania modelu matematycznego pojazdu gąsienicowego za pomocą maszyny analogowej. Wyd. Politechniki Łódzkiej, Mechanika nr 51, Łódź, 1978.
- [37] Cowin S.C.: A theory for the flow of granular materials. Powder Technol. 9, 1974.
- [38] Danilenko J.A., Pesockij V.F., Bogdanov T.A.: Silos. Wyd. Kołos, Moskwa, 1972.
- [39] Davies A.J.: Silage and Farming System. Wyd. Ministry of Agriculture Fisheries and Food, London, 1976.
- [40] Dmitrewski J.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. PWRiL, Warszawa, 1978.
- [41] Draper N.R., Smith H.: Analiza regresji stosowana. PWN, Warszawa, 1978.
- [42] Drescher A.: Badanie mechanizmów plastycznego płynięcia materiałów ziarnistych. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1975.
- [43] Durov V.K.: Mašiny dlja pogruzki, rozgruzki i transportirovki sel'skochozjajstvennyh gruzov. Mašgiz, Moskwa, 1962.
- [44] Dziama A.: Wprowadzenie do metodologii konstruowania maszyn. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1978.
- [45] Gach S., Kuczewski J., Waszkiewicz Cz.: Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń. Wyd. SGGW, Warszawa, 1991.
- [46] Gerke R.: Tendencje w produkcji pasz. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 3, 1980.
- [47] Girkmann K.: Flachentrugwerke. Springer-Verlag, Wien-New York, 1978.
- [48] Greń J.: Statystyka matematyczna - modele i zadania. PWN, Warszawa, 1982.
- [49] Heege H.J.: Perspektiven in der Technik der pflanzlichen Produktion. Landtechnik, JG. 46, 7/8, 1991.
- [50] Hoffmann O.H.: Neuere Grundlagen der Mechanik korniger Haufwerke. Grundlagen der Landtechnik 25, 1975.
- [51] Hofman J.: Zemedelske stroje. J.diel., CVUT, Praha, 1968.
- [52] Hunt D.R.: Engineering models for agricultural production. The Avi Publishing CO., Inc., Westport, Connecticut, 1996.
- [53] Janowski W.: Matematyka wyższa. PWN, Warszawa, 1962.
- [54] Kamiński E.: Identyfikacja układów mechanicznych z członami lepko-sprężystymi. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1971.
- [55] Konrad K.: Budowa zbiorników do zakiszania pasz. PWRiL, Warszawa, 1965.
- [56] Kosiński W., Perzyna P.: Analiza fał przyśpieszeń w materiale reologicznym. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1971.

- [57] Kośmicki Z.: Jakość maszyn i urządzeń rolniczych w projektowaniu. Prace PIMR w Poznaniu, Biuletyn Informacyjny nr 4, Poznań, 1992.
- [58] Kośmicki Z., Antonowicz W.: Badania obciążeń zespołu tnącego o jednostajnym prostoliniowym ruchu noża. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 4, 1978.
- [59] Kośmicki Z., Grabański P.: O potrzebie identyfikacji właściwości fizyko-mechanicznych materiałów roślinnych determinujących dynamiczne oddziaływanie zespołów roboczych. IV Sympozjum im. Prof. Cz. Kanafojskiego: Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska, PAN, Płock, 1988.
- [60] Kośmicki Z., Kęska W.: Synteza profilu krzywki sterującej podbieracza palcowego minimalizującego przyśpieszenia kątowe belek palcowych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 5, 1987.
- [61] Kwieciński A.: Maszyny i urządzenia w produkcji zwierzęcej. Wyd. AR, Lublin, 1978.
- [62] Leszek W.: Zasady eksperymentowania. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1977.
- [63] Leśniak Z.: Metody optymalizacji konstrukcji przy zastosowaniu maszyn matematycznych. Wyd. Arkady, Warszawa, 1970.
- [64] Lipski J.: Napędy i sterowania hydrauliczne. WKiŁ, Warszawa, 1977.
- [65] Lobotka J.: Technika a mechanizacja zivocisnej vyroby. Priroda, Bratislava, 1980.
- [66] Malikov G.F.: Rasczety uprugich tenzometriczeskich elementov. Maszynostrojenie, Moskva, 1964.
- [67] Mańczak K.: Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania. WNT, Warszawa, 1979.
- [68] Mróz Z., Drescher A., Hueckel T.: Doskonalenie metod badania parametrów płynięcia materiałów ziarnistych. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1973.
- [69] Oktaba W.: Elementy statystyki matematycznej. PWN, Warszawa, 1971.
- [70] Olszewski T.: Problemy zbioru i konserwacji zielonek, stan aktualny i perspektywy. Nowe Rolnictwo nr 14, 1973.
- [71] Ordyncew W.M.: Opis matematyczny obiektów regulacji automatycznej. WNT, Warszawa, 1968.
- [72] Orłowski H., Hawryluk J.: Modelowanie cyfrowe. WNT, Warszawa, 1971.
- [73] Osiński Z., Wróbel J.: Teoria konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa, 1982.
- [74] Pelletier L.: Le Desilage. Wyd. Centre National d'Etudes et d'Experimentation de Mashinisme Agricole, Paryż, 1976.
- [75] Podkówka W.: Współczesne metody konserwowania paszy wysokiej jakości w silosach. Prace CBR, Warszawa, 1970.
- [76] Polański A.: Pomiary maszyn roboczych. PWN, Warszawa, 1979.
- [77] Praca zbiorowa: Zagrusczik 3B-5a. Technika w Sel'skom Chozjajstvie 6, 1984.
- [78] Reimbert M.A.: Silos. Bauverlag. GmbH, Wiesbaden, 1975.

- [79] Richtlinien 2221: Metüodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Dusseldorf, 1986.
- [80] Riemen V.: Gerata zur Enthahme aus Flachsilos. Landtechnik 1, 1973.
- [81] Rizov V.C.: Vovoje oborudovanije dla senarzných baszen. Technika w Sel'skom Chozjajstvie 6, 1984.
- [82] Rohrbach Ch.: Handbuch für elektrisches Messer mechanischer Grossen. VDI, Düsseldorf, 1967.
- [83] Runov B.: Podstawy przemysłowego opasu bydła w USA i Kanadzie. PWRiL, Warszawa, 1975.
- [84] Rutkowski D.: Identyfikacja optymalna w sensie minimum ryzyka średniego. Prace IV Krajowej Konferencji Automatyki tom 5, Wyd. AGH, Kraków, 1967.
- [85] Savage S.B.: Gravity flow of cohesionless granular materials in chutes and channels. J. Fluid Mech. 92, 1979.
- [86] Scheffe H.: The analysis of variance. John Wiley and Sons, New York, 1959.
- [87] Schmidt W., Wetteran H.: Wyroba silaze. SZN, Praha, 1960.
- [88] Sobótka A.: Elementy matematyki wyższej. PZWL, Warszawa, 1972.
- [89] Styburski W.: Przetworniki tensometryczne. WNT, Warszawa, 1976.
- [90] Szmeter J.: Metody komputerowe w mechanice. PWN, Warszawa, 1980.
- [91] Szot B., Horabik J.: Zagadnienia mechaniki ośrodków sypkich pochodzenia roślinnego. Problemy Agrofizyki nr 33, PAN, Lublin, 1980.
- [92] Tsunkawa H., Aoki R.: The vertical force of bulk solids on objects in bins. Powder Technol. 11, 1975.
- [93] Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa, 1964.
- [94] Watson S.J., Nash M.J.: The conservation of grass and forage crops. Oliver and Boyal, Edinburgh-London, 1960.
- [95] Wiatr H.: Ocena przebiegu obciążeń dynamicznych maszyn rolniczych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 5, 1982.
- [96] Wenske E., Oberbarnscheidt B., Furl C.: Verdichten von Corn-Cob-Mix (CCM) in Horizontalsilos. Agrartechnik 10, 1990.
- [97] Woliński A.: Silosy wieżowe dla małych gospodarstw. Mechanizacja Rolnictwa nr 5/6, 1982.
- [98] Wójcicki Z.: Efekty i efektywność postępu technicznego w rolnictwie. Maszyny i Ciągniki Rolnicze nr 1, 1986.
- [99] Zaczynski W.: Rozwój metody eksperymentalnej i jej zastosowanie w dydaktyce. PWN, Warszawa, 1967.
- [100] Załygin A.G.: Vygrusczyki siłosa iz baszen. Sel'skoje Chozjajstvo 40, 1969.
- [101] Zeigler B.P.: Theory of modelling and simulation. John Wiley and Sons, New York, London, Sydney, Toronto, 1976.
- [102] Zieliński A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne obrabiarek. WKiŁ, Warszawa, 1964.
- [103] Zimmer E., Tietzek K.: Planung und Bau von Garfuttersilos. Beton-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1964.

- [104] Zimmermann R.: Pomiary drgań i naprężeń metodami elektrycznymi. PWT, Warszawa, 1964.
- [105] Zimmermann R.: Przyrządy do rejestracji i analizy. WKiŁ, Warszawa, 1971.
- [106] Katalogi firmowe: Simplex, Badger, Van Dale, Fella, Agra, Alkosil, Howard Harvestore, John Deere, Bosma, Hydrofox Perfect, Triolet.
- [107] Literatura patentowa.

MODELOWANIE PROCESU WYBIERANIA KISZONKI Z SILOSU WIEŻOWEGO ZA POMOCĄ WYBIERAKA DOLNEGO

Streszczenie

W pracy, na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych i prowadzonych badań własnych, stwierdzono, że warunkiem niezbędnym do opracowania podstaw teoretycznych prawidłowego projektowania oraz eksploatacji wybieraków jest znajomość obciążeń zewnętrznych ich zespołów roboczych. Przyjęto, że obciążenie zewnętrzne stanowią siły, które - oddziałując na będący w ruchu zespół roboczy wybieraka - są skierowane równoległe do kierunku ruchu, ale mają przeciwny zwrot.

Dla rozwiązania postawionych w pracy problemów badawczych, opracowano model matematyczny oraz model badawczy wybieraka dolnego. Model badawczy wybieraka stanowi jego prototyp, który może być bezpośrednio wykorzystany w praktyce. Ponadto, wykonano stanowisko badawcze, na którym przeprowadzono badania doświadczalne.

Automatyczna rejestracja wyników badań realizowana była specjalnie zaprojektowanym i wykonanym układem pomiarowo-rejestrującym.

Przeprowadzone badania, dla przyjętego rodzaju ruchu wahadłowego zespołu roboczego wybieraka, wykazały zależności funkcjonalne pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi wybieraka (prędkością kątową zespołu roboczego, prędkością liniową łańcucha frezującego) a obciążeniem zewnętrznym jego zespołu roboczego. W trakcie badań wyznaczono również wpływ wysokości słupa kiszonki w silosie na obciążenie zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka podczas rozładunku silosu.

Dla prowadzenia obliczeń teoretycznych obciążeń zewnętrznych zespołu roboczego wybieraka opracowano program komputerowy MECHAN. Warunkiem niezbędnym do prowadzenia eksperymentu symulacyjnego było przeprowadzenie dodatkowych badań w celu wyznaczenia:

- oporu właściwego skrawania kiszonki,
- współczynnika tarcia kinematycznego na powierzchni styku słupa kiszonki i powierzchni ramienia frezującego wybieraka,
- współczynnika oporu toczenia koła podporowego zespołu roboczego wybieraka o dno podstawy silosu,
- współczynnika proporcjonalności pomiędzy wypadkową siłą oporu zagłębienia zespołu roboczego w słup kiszonki a wypadkową siłą jej skrawania, gdyż w dostępnej literaturze nie stwierdzono żadnych informacji na ten temat.

Przeprowadzona weryfikacja modelu matematycznego wykazała, że model dobrze odwzorowuje rzeczywiste obciążenia zewnętrzne zespołu roboczego wybieraka, co potwierdza słuszność przyjętych założeń w trakcie jego opracowywania.

Niniejsza praca tworzy podstawy teoretyczne, niezbędne do prawidłowego projektowania i eksploatacji wybieraków dolnych. Ponadto, zawiera opis istoty procesu wybierania kiszonki z silosu wieżowego za pomocą wybieraka dolnego.

MODELLING OF THE ENSILAGE UNLOADING PROCESS FROM TOWER SILO BY USING BOTTOM UNLOADER

Summary

In this work there was ascertained, on the basis of bibliography and our own research work, that the knowledge of external loadings of unloader's working units is a sine qua non condition for elaboration of theoretical bases necessary for efficient designing and exploitation of unloaders. It was assumed that the external loadings make forces, which influencing on moving working unit, are pointed in the direction of this movement but have reverse sense.

A mathematical model and a test model of the bottom unloader was elaborated in order to prove the undertaken main assumption and to solve the imposed problems. Constructional features of the prototypical test model enable its direct practical application. Additionally, a test stand was made for the realization of a research experiment.

Specially designed measuring and recording system was used for the automatic registration of test results.

The realised investigations for the assumed swinging motion of the unloader's working unit have proved the functional dependence of the constructional parameters of unloader (angular velocity of working unit, linear velocity of milling chain) and the external loading of its working unit. The influence of height of ensilage column in silo on the external load of the unloader working unit during silo unloading was also determined during these investigations.

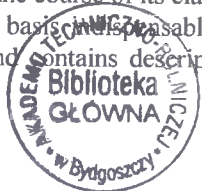
Computer programme MECHAN was elaborated for theoretical calculations of the external loadings of unloader working unit. Indispensable condition for a realisation of calculations on the mathematical model were some additional investigations to recon the following factors:

- specific milling resistance of ensilage,
- coefficient of kinematic friction on the contact surface between ensilage column and milling arm of unloader,
- coefficient of rolling friction of supporting wheel of unloader working unit rolling on the silo bottom,
- proportionality ratio between resultant force of sinking of the unloader working unit into the column of ensilage and resultant milling force of ensilage.

No informations on these factors were found before in the available literature.

Verification of the mathematical model has proved that elaborated model shows a good conformity with the real external loadings of the unloader working unit. This proves that the assumptions taken in the course of its elaboration were right.

The work creates a theoretical basis indispensable for the correct designing and maintenance of bottom unloaders and contains description of essence of the ensilage unloading process from a silo.



Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy

82074



ISSN 0209-0597