

NW

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

**Rozprawy**  
**nr 96**

WOJCIECH WEINER

BADANIA OPERACJI TRANSPORTU ZIARNA  
NOWEGO TYPU PRZENOŚNIKIEM CIĘGNOWYM  
Z ZABIERAKAMI WALCOWYMI

2/3

ner, Wojciech.  
ania operacji transpor

BYDGOSZCZ - 1999



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

**Rozprawy**  
**nr 96**

WOJCIECH WEINER

BADANIA OPERACJI TRANSPORTU ZIARNA  
NOWEGO TYPU PRZENOŚNIKIEM CIĘGNOWYM  
Z ZABIERAKAMI WALCOWYMI

Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy



00000067937

BYDGOSZCZ - 1999

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO  
prof. dr hab. Ojcumiła Stefaniak

OPINIODAWCY  
prof. zw. dr hab. inż. Józef Grochowicz  
dr hab. inż. Roman Hejft, prof. PB

REDAKTOR NAUKOWY  
prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE  
mgr Michał Górecki, Zbigniew Gackowski



Wydano za zgodą Rektora  
Akademii Techniczno-Rolniczej  
w Bydgoszczy

ISSN 0209-0597

WYDAWNICTWA UCZELNIANE  
AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ W BYDGOSZCZY

---

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark.aut. 10,00. Ark. druk. 11,25. Papier druk. kl. III.  
Oddano do druku i druk ukończono we wrześniu 1999 r.  
Zakład Poligraficzny Kubik & Krause  
85-184 Bydgoszcz, ul. Cmentarna 84, tel. 3484-334

## Spis treści

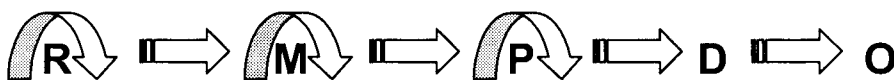
Ważniejsze symbole użyte w tekście.....	5
Cel i zakres pracy.....	8
1. Kryteria podziału przenośników i cechy charakterystyczne materiałów transportowanych.....	11
1.1. Podział przenośników.....	11
1.2. Cechy charakterystyczne materiałów transportowanych.....	13
1.3. Tarcie zewnętrzne ziarna pszenicy.....	19
2. Przenośniki zgarniakowe i zgrzeblowe.....	25
2.1. Obudowy przenośników.....	30
2.2. Zastosowanie tworzyw sztucznych w przenośnikach.....	34
2.3. Hipotezy tarcia.....	37
3. Model procesu przenoszenia ziarna.....	42
3.1. Hipoteza badawcza.....	44
3.3. Model matematyczny pracy przenośnika.....	47
4. Koncepcja przenośnika z łańcuchem tworzywowym.....	52
4.1. Metodyka i warunki badań.....	52
4.1.1. Wybór tworzyw na ogniwa przenośnika.....	52
4.1.2. Badania ogniw łańcucha.....	53
4.1.3. Badania stanowiskowe przenośnika.....	54
4.1.4. Badania eksploatacyjne przenośnika.....	58
4.1.5. Badania symulacyjne pracy przenośnika z ciągnem tworzywowym.....	58
4.2. Wybór i badania cech tworzyw konstrukcyjnych.....	59
4.3. Opracowanie kształtu i badania ogniw.....	61
4.4. Badania zmęczeniowe ogniw.....	68
4.5. Badania stanowiskowe łańcucha.....	71
5. Badania eksploatacyjne prototypu przenośnika.....	76
6. Badania symulacyjne przenośnika.....	81
7. Przenośniki badane w warunkach eksploatacyjnych.....	87
7.1. Prototyp.....	87
7.2. Seria próbna.....	88
8. Ocena ekonomiczna przenośnika z łańcuchem tworzywowym.....	89
8.1. Spełnianie funkcje przez elementy przenośnika.....	89
8.2. Zestawienie kosztów przenośnika.....	90
8.3. Koszt układu transportu poziomego.....	91
9. Podsumowanie i wnioski.....	93
Literatura.....	95
Streszczenia.....	115
Załączniki.....	117



$L_o$	- obliczona wartość wymiaru tulei mierzonej wzdłuż osi ogniwa,
$m$	- stała charakteryzująca lepkosprężyste właściwości materiału,
$m_o$	- ilość ogniw,
$n$	- liczba pomiarów,
$N$	- nacisk (obciążenie normalne), ilość cykli,
$n_o$	- prędkość obrotowa koła łańcuchowego,
$N_o$	- wypadkowa siła przyciągania cząsteczkowego występującego między ciałami,
$N_{obl}$	- moc obliczeniowa,
$P$	- siła obwodowa w łańcuchu,
$P_{dyn}$	- siła dynamiczna,
$P_{obl}$	- siła napinająca łańcuch,
$P_q$	- granica plastyczności,
$R$	- obciążenie zrywające,
$R_t$	- wytrzymałość na ścinanie,
$R_{to}$	- wytrzymałość na ścinanie przy $\sigma = 0$ ,
$R_{tsr}$	- średnia wytrzymałość na ścinanie dla całej rzeczywistej powierzchni styku,
$S$	- długość łańcucha (liczba członów),
$s(z)$	- odchylenie standardowe populacji,
$S(z)$	- odchylenie standardowe skorygowane,
$S_o$	- powierzchnia ścinanego materiału przy przesuwaniu jednej powierzchni po drugiej,
$S_s$	- pole rzutu powierzchni styku,
$T$	- siła tarcia,
$t_\alpha$	- współczynnik ufności,
$t_B$	- temperatura badania (otoczenia),
$t_p$	- podziałka ogniwa,
$t_{pn}$	- podziałka nominalna łańcucha,
$T_{st}$	- siła tarcia statycznego,
$V$	- prędkość liniowa,
$Z$	- liczba zębów koła łańcuchowego,
$z$	- wartość wyniku pomiaru,
$Z_{go}$	- granica zmęczenia,
$\bar{z}$	- średnia wartość wszystkich wyników pomiarów,
$\bar{z}_o$	- średnia wartość wybranej grupy wyników,
$\theta$	- średni kąt zawarty między kierunkiem siły stycznej a rzeczywistą powierzchnią styku,
$P_{znam}$	- moc znamionowa silnika napędowego,
$n$	- przełożenie przekładni,
$N$	- ilość boków wielokąta napędzającego łańcuch,
$m_1$	- masa łańcucha i nosiwa (na jednostkę podziału),
$m_2$	- masa ciężna (na jednostkę podziału),

- $I_n$  - masowy moment bezwładności koła napędowego,  
 $I_b$  - masowy moment bezwładności koła napinającego,  
 $C_{ud}$  - stała sprężystości uderzeniowej łańcucha (na jednostkę podziału),  
 $C_{tl}$  - stała sprężystości tłumionej łańcucha (na jednostkę podziału),  
 $C_{et}$  - stała tłumienia łańcucha (na jednostkę podziału),  
 $h$  - krok (przedział czasu) dla całkowania układu różniczkowych równań ruchu,  
 $K_{rt}$  - liczba kroków uwzględniana na jeden punkt analizy przedstawiony na monitorze,  
 $I_{it}$  - ilość iteracji dla jednego rozwiązania układu równań algebraicznych,  
 $h$  - krok (przedział czasu) dla całkowania układu różniczkowych równań ruchu,  
 $K_{rt}$  - liczba kroków uwzględniana na jeden punkt analizy przedstawiony na monitorze,  
 $E_u$  - współczynnik sprężystości uderzeniowej tworzywa,  
 $S$  - przekrój poprzeczny łańcucha,  
 $i$  - kolejny element łańcucha, np.: ogniwo, ilość boków wielokąta,  
 $E_{tl}$  - współczynnik sprężystości tłumionej tworzywa,  
 $\eta_v$  - stała tłumienia tworzywa łańcucha,  
 $Int(...)$  - funkcja powtarzająca cyklicznie analizę przemieszczeń po przejściu kolejnego boku wielokąta,  
 $x_1$  - chwilowa prędkość zajścia ogniwa z wierzchołka wielokąta, koła napędowego,  
 $\phi_1$  - chwilowa prędkość kątowna koła napędowego,  
 $\phi$  - kąt obrotu koła napędowego.

## CEL I ZAKRES PRACY

Współczesny przemysł rolno-spożywczy wymaga systematycznego podnoszenia poziomu organizacji i mechanizacji procesów wytwórczych. Dotyczy to również stanu organizacji oraz rozwoju układów i środków transportu wewnątrzzakładowego, który musi zapewniać ciągły obieg surowców, półwyrobów i gotowych wytworów przez wszystkie stanowiska produkcyjne, kontrolne i magazynowe. Powinien także gwarantować nieprzerwany tok produkcji materiałów pomocniczych oraz ich przepływ przez węzły technologiczne i składowiska. Musi więc być ściśle powiązany z organizacją produkcji istniejącą w zakładzie i dostosowany do ustalonych procesów technologicznych [13, 23, 144, 152, 237]. Przedstawiono to na schemacie:



Schemat czynności transportowych od producenta zboża do odbiorcy produktów gotowych: R - rolnik, M - magazyn, P - zakład przetwórczy, D - dystrybutor, O - odbiorca produktu gotowego,  - transport wewnętrzny,  - transport zewnętrzny

Każda manipulacja materiałem zwiększa koszt jego przetwarzania niepowiększając jego wartości. Na proces produkcyjny składa się wiele kolejnych przemieszczeń materiału, między którymi lub podczas których dokonywane są operacje technologiczne lub pomocnicze, przetwarzające materiał wyjściowy na gotowy produkt. Długość cyklu przetwarzania powinna być jak najkrótsza [250, 269, 360].

Zapotrzebowanie na surowce rośnie z roku na rok i podwaja się co każde 15 lat, a w niektórych asortymentach nawet szybciej. Jednym z podstawowych zadań wynikających z masowej produkcji jest między innymi, obniżenie do minimum kosztów transportu.

Roczny transport materiałów w gospodarce naszego kraju szacuje się na dwieście milionów ton masy towarów przenoszonych przez środki transportowe.

W transportowanych ładunkach znaczną część (około 40 %) stanowią materiały masowe przenoszone luzem. Szacuje się, że około 50 % całej tej masy przeładowuje się czterokrotnie, a znaczną część reszty, dwukrotnie, co znacznie zwiększa wielkość rzeczywiście przeładowywanej masy.

Tak duże ilości transportowanych materiałów skupione niekiedy w krótkich okresach, wymagają sprawnych urządzeń transportowych, o dużych jednostkowych (godzinowych lub dobowych) wydajnościach realizowanych za pomocą maszyn o małych wymiarach, lecz o dużych prędkościach ruchu oraz ekonomicznych inwestycyjnie i eksploatacyjnie. Wysokie wymagania stawiane urządzeniom transportowym wysuwają na pierwszy



plan urządzenia do pracy ciągłej - czyli wszelkiego rodzaju przenośniki [19, 41, 49, 65, 93, 113].

Rozwój przenośników w postaci zbliżonej do tej, jaką mają one obecnie, nastąpił dopiero w drugiej połowie XIX wieku. Początkowo były one napędzane za pomocą silników parowych, później spalinowych. Obecnie do napędu przenośników używa się zwykle silników elektrycznych, wykorzystując takie ich zalety jak: wysoka sprawność, łatwość obsługi, duży moment rozruchowy (możliwość uruchamiania maszyn pod pełnym obciążeniem), łatwość zmiany kierunku ruchu, dostępność energii elektrycznej i łatwość jej doprowadzenia. Napęd silnikami spalinowymi jest obecnie stosowany jedynie w przypadku braku sieci elektrycznej [126, 147].

Urządzenia transportowe, a szczególnie przenośniki, są produkowane w szerokiej gamie typów i odmian [156, 170, 177, 178, 198], dlatego dla wykonania tego samego zadania można użyć różnych urządzeń transportowych.

Zadaniem projektanta jest dokonanie właściwego rozplanowania stanowisk i urządzeń technologicznych oraz dobrej znajomości zagadnień ekonomicznych. Wymaga to jednak dobrej znajomości zagadnień konstrukcyjnych i eksploatacyjnych stosowanych urządzeń, właściwości surowców oraz znajomości organizacji realizowanych procesów technologicznych, [8, 9, 16, 40, 62, 80, 95].

Na całym świecie coraz częściej poddaje się analizie sprawność, prędkość przebiegu i ekonomiczność przeładunku i transportu materiałów w cyklu produkcyjnym. Wynikają stąd konkretne posunięcia organizacyjne zmierzające do ograniczenia pracy ręcznej i zastępowania jej pracą urządzeń mechanicznych, do wprowadzania środków transportu, które umożliwiają przemieszczanie coraz większych mas materiałów transportowanych luzem i w ładunkach jednostkowych (z coraz większą prędkością), a także poszukiwania rozwiązań optymalnych pod względem konstrukcji, sposobów użytkowania, obsługi oraz kosztów eksploatacji [71, 112, 148, 153, 154, 176].

Zasadniczy wpływ na organizację i dobór środków transportu wewnątrzzakładowego ma charakter produkcji.

Praca niniejsza ma na celu udowodnienie postawionej tezy, że przeniesienie produktów sypkich i ziarnistych, np. zboża, w przenośniku zgrzeblowym może być efektywniejsze, gdy sztywne ciągnie metalowe zostanie zastąpione elastycznym, wykonanym z polimeru.

Spodziewany efekt związany jest zarówno z konstrukcją ciągnia, kształtem ogniw, zgarniaków, jak i z rozwiązaniem wszystkich węzłów tribologicznych decydujących o oporach ruchu i trwałości konstrukcji [4, 14, 15, 28, 31, 36, 39, 51, 81, 84, 150, 218, 260, 305].

W pracy wykorzystano obecny stan wiedzy o tworzywach konstrukcyjnych i przenoszonym surowcu oraz przeprowadzono szeroki program badań symulacyjnych, laboratoryjnych, stanowiskowych i eksploatacyjnych.

Udowodniono kontrowersyjną tezę, że produkty zbożowe (pył, kutyna) - przy właściwie dobranych materiałach konstrukcyjnych na węzły kinematyczne - zmniejszają opory ruchu łańcucha w obudowie przenośnika.

Opracowany model ruchu przenośnika jest pierwszym znanym opierającym się na rzeczywistej liczbie elementów składowych (ogniw) i uwzględniającym szereg parametrów materiałowych, fizycznych i geometrycznych które mogą mieć wpływ na pracę przenośnika.

Wyniki modelowań zostały zweryfikowane w badaniach prototypu i serii informacyjnej przenośników zbudowanych z uwzględnieniem niniejszych badań.

Udowodnienia wymagają tezy, że:

- transport ziarna zbóż przenośnikiem z zabierakami walcowymi jest równie efektywny jak z prostopadłościennymi, pozwala więc na zastosowanie mniejszej mocy napędu przenośnika,
- ciągnio elastyczne (tworzywowe) pozwala na stosowanie mniejszych nadwyżek mocy napędu przenośnika dla warunków ekstremalnych (np. przy rozruchu z pełnym korytem),
- można ograniczyć zjawisko przesypu w przenośnikach typu redler a nawet je całkowicie zlikwidować,
- właściwie dobrane materiały konstrukcyjne mogą w obecności wilgoci, pyłu zbożowego i kutyny pracować przy mniejszych oporach ruchu i podlegać mniej intensywnym procesom zużycia,
- system transportu ziarna zbóż z użyciem przenośników tworzywowych może być tańszy sprawniejszy i trwalszy niż przy zastosowaniu przenośników metalowych,
- istnieje możliwość daleko idącej unifikacji przenośników i ich podstawowych elementów co może usprawnić naprawy, eksploatację i modernizację ciągów transportowych.

# 1. KRYTERIA PODZIAŁU PRZENOŚNIKÓW I CECHY CHARAKTERYSTYCZNE MATERIAŁÓW TRANSPORTOWANYCH

## 1.1. PODZIAŁ PRZENOŚNIKÓW

Przyjęte podziały nawiązują najczęściej do prędkości, sposobu przenoszenia, rodzaju surowców, kształtu trasy i jej długości.

Ustalenie kompletnej i jednoznacznej klasyfikacji przenośników oraz zakresu ich stosowania jest dość trudne ze względu na znaczną różnorodność kryteriów podziału.

Polska norma PN-72/M-65500 „Przenośniki. Podział, określenia i symbole” dzieli je w zależności od organu przemieszczającego materiał transportowany i cech konstrukcyjno-użytkowych [10, 104, 155, 235, 243, 254, 286, 334].

Ze względu na organ przemieszczający materiał transportowany różni się trzy grupy przenośników:

- przenośniki ciągnowe, które przemieszczają materiał transportowany za pośrednictwem ciągną stanowiącego podstawowy element pędny przenośnika (np. taśmy),
- przenośniki bezciągnowe, przemieszczające materiał transportowany za pomocą innego organu roboczego (np. wału śrubowego, mimośrodowego itp.),
- przenośniki z ośrodkiem pośredniczącym, przemieszczające materiał zamkniętymi lub otwartymi przewodami w otoczeniu ośrodka pośredniczącego w postaci gazu lub cieczy (zwykle powietrza lub wody).

Ze względu na cechy konstrukcyjno-użytkowe wyróżnia się:

- przenośniki taśmowe, przenoszące materiał transportowany na powierzchni jednej taśmy między dwiema taśmami lub wewnątrz zwiniętej taśmy,
- przenośniki członowe, które przemieszczają materiał transportowany przy użyciu jednakowych członów połączonych ze sobą w zamknięty obwód,
- przenośniki kubelkowe przemieszczające materiał w kubelkach zamocowanych do ciągną o zamkniętym obwodzie,
- przenośniki zabierakowe przemieszczające materiał transportowany przez przesuwanie go za pomocą ciągną wyposażonego w odpowiednio zabieraki.

W literaturze spotyka się również inne zasady podziału, np. w zależności od sposobu przekazywania energii do przemieszczania materiału transportowanego:

- przenośniki z napędem mechanicznym (zwykle od silnika elektrycznego),

- przenośniki z napędem grawitacyjnym, w których materiał transportowany jest pod wpływem siły ciężkości,
- przenośniki pneumatyczne i hydrauliczne, w których transport materiałów odbywa się wskutek ruchu gazu lub płynu.

Ze względu na sposób działania elementów nośnych przenośniki można podzielić na:

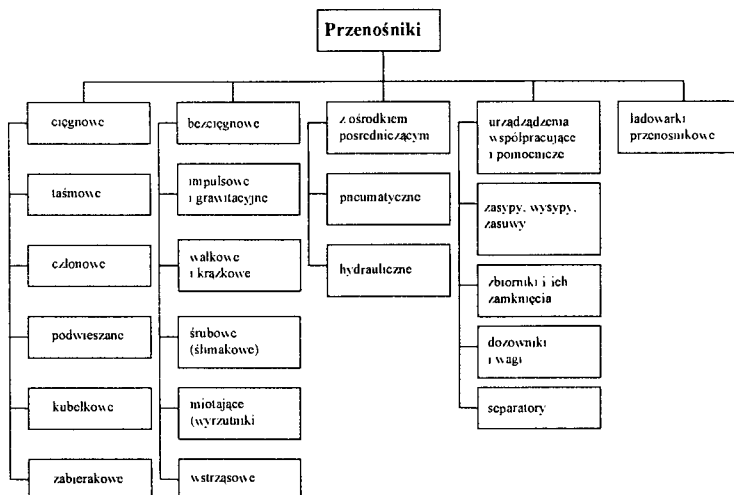
- przenośniki przemieszczające materiał transportowany ciągłą strugą, np. przenośniki taśmowe,
- przenośniki transportujące materiał w sposób okresowy (pulsujący), np. przenośniki kubelkowe.

Ze względu na układ i ukształtowanie trasy przenośniki dzieli się na:

- przenośniki przemieszczające materiał z jednego poziomu na drugi, po trasie pionowej, pochyłej lub łukowej, albo złożonej z odcinków pionowych, poziomych, pochyłych i łukowych,
- przenośniki transportujące materiał po zamkniętej trasie okrężnej złożonej z odcinków prostych i łukowych,
- przenośniki o trasie ukształtowanej w różnych kierunkach i poziomach, złożonej z odcinków poziomych, pionowych, pochyłych oraz łukowych.

Ze względu na sposób zainstalowania rozróżnia się przenośniki: stałe i przemieszczane (przesuwne, przejezdne, przenośne i przewoźne).

Powyższe podziały i klasyfikacje należy uzupełnić o urządzenia współpracujące z przenośnikami w ciągach transportowych (np.: zbiorniki i ich zamknięcia, zasypy, wysypy, zasuw, zsuwnie, zsypy i ślizgi oraz urządzenia zbudowane na zasadzie przenośnika lub zawierające przenośnik jako jeden z elementów konstrukcyjnych (podajniki, dozowniki i wagi, ładowarki, itp.). Podział przenośników przedstawiono na rysunku 1.1.



Rys. 1.1. Podział przenośników

## 1.2. CECHY CHARAKTERYSTYCZNE MATERIAŁÓW TRANSPORTOWANYCH

W celu właściwego doboru i zaprojektowania odpowiedniego przenośnika niezbędne jest ściśle i jednoznaczne określenie rodzaju i charakterystyki materiału transportowanego. Jest to szczególnie ważne przy projektowaniu przenośników do transportu materiałów luzem, bowiem ich właściwości mechaniczne i chemiczne mają istotny wpływ na określenie typu, wymiarów, cech konstrukcyjnych przenośnika i warunków późniejszej jego eksploatacji [11, 12, 54, 64, 76, 85, 92, 98, 109, 115, 124, 163, 188, 192, 207, 262, 316, 317, 341].

Do głównych cech charakteryzujących materiały transportowane luzem należą: gęstość usypowa, granulacja, kąt naturalnego usypu, współczynniki tarcia wewnętrznego i zewnętrznego (o powierzchnię elementów konstrukcyjnych z którymi cząstki materiału stykają się w czasie ruchu) oraz takie właściwości jak: wilgotność, twardość, korozyjność, toksyczność, zapalność, wybuchowość, skłonność do zlegania, zamarzania, zlepiania i zbrylania itp.

Gęstość usypowa (gęstość w stanie usypnym)  $\gamma$  jest to masa jednostki objętości materiału usypanego wyrażana zazwyczaj w  $\text{Mg/m}^3$ . Zagęszczenie materiału uzyskane w wyniku równomiernego ściskania badanej próbki może zwiększyć gęstość usypową materiałów suchych i dobrze sypiących się (np.: piasek, zboże) o  $5 \div 10 \%$ , w przypadku materiałów wilgotnych, higroskopijnych i zbijających się (np.: trociny, torf, sieczka) od  $30 \div 50 \%$ . Gęstość usypowa zależy też od ziarnistości (granulacji) cząstek materiału oraz jego wilgotności.

Znajomość gęstości usypowej transportowanego materiału jest jedną z podstawowych informacji niezbędnych do określenia wydajności masowej urządzenia transportowego, wyboru typu i rodzaju przenośnika oraz obliczenia sił występujących w urządzeniu (np. parcia na ściany i otwory wylotowe zbiorników).

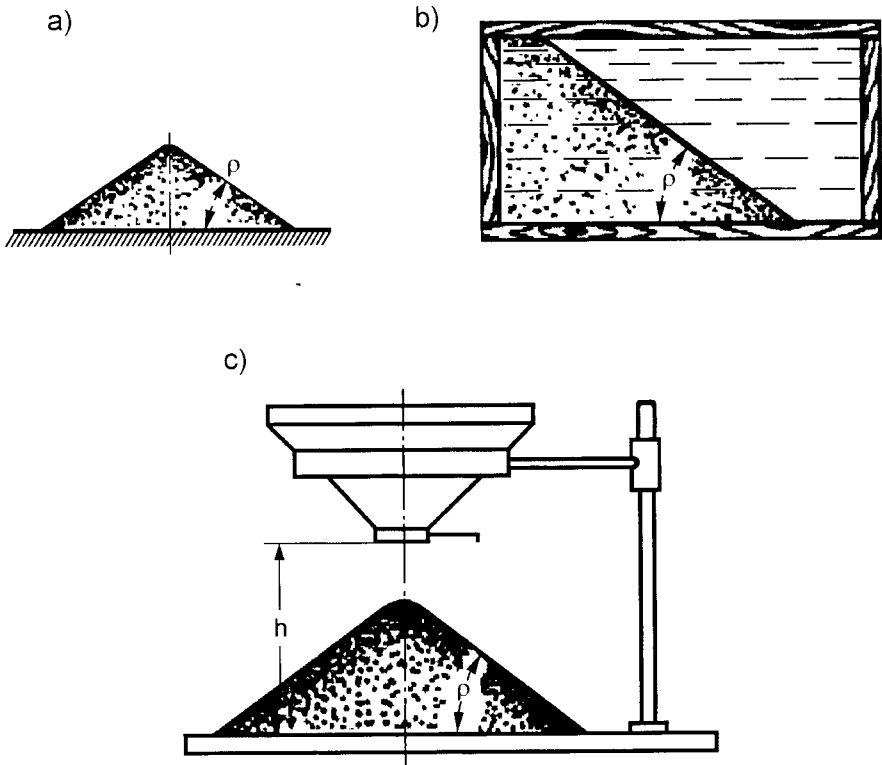
Materiały transportowane luzem w zależności od gęstości usypowej dzielą się na:

- lekkie (torf, trociny, otręby, śruty zbożowe, susz roślinny)  $\gamma \leq 0,6 \text{ Mg/m}^3$ ,
- średnie (ziarno zbóż, nawozy, ziemia)  $0,6 < \gamma \leq 1,1 \text{ Mg/m}^3$ ,
- ciężkie (surowce mineralne, piasek, żwir)  $1,1 < \gamma \leq 2,0 \text{ Mg/m}^3$ ,
- bardzo ciężkie (minerały, kamień)  $\gamma > 2,0 \text{ Mg/m}^3$ .

Kąt naturalnego usypu  $\rho$  (rys. 1.2) jest to kąt utworzony przez tworzącą powierzchni stożka swobodnie usypanego na płaszczyźnie poziomej.

Jego wielkość zależy od stopnia wzajemnej ruchliwości cząsteczek materiału. Ruchliwość ta zależy od sił przyciągania międzycząsteczkowego i wielkości sił tarcia powstających przy przemieszczaniu się cząstek względem siebie. Im jest ona większa, tym mniejsza jest wartość kąta  $\rho$ . Dlatego ten sam materiał

może mieć różne wartości naturalnego kąta usypu, w zależności od jego stanu (temperatury, wilgotności, składu granulometrycznego itp.)



Rys. 1.2. Wyznaczanie kąta usypu naturalnego za pomocą zsypania materiału na płaszczyznę poziomą: a) kąt naturalnego usypu materiału, b) skrzynka do wyznaczenia kąta usypu naturalnego, c) wyznaczenie kąta usypu naturalnego za pomocą zsypania materiału na płaszczyznę poziomą

Jeżeli usypany stożek materiału znajduje się w ruchu, tzn. ulega przemieszczeniu i odchyłaniu w jednym lub kilku kierunkach, to kąt naturalnego usypu w ruchu  $\rho_1$  przyjmuje wartości odmienne od wielkości w stanie spoczynku. Wielkość kąta naturalnego usypu w ruchu  $\rho_1$  jest mniejsza od kąta naturalnego usypu  $\rho$  i jest przyjmowana zwykle jako  $\rho_1 \approx 0,7 \rho$ .

Znajomość wartości kąta naturalnego usypu jest niezbędna do obliczania wymiarów poprzecznego przekroju warstwy materiału przemieszczanego np. na taśmie przenośnika taśmowego.

Znajomość współczynnika tarcia wewnętrznego  $\mu$  materiałów transportowanych luzem oraz współczynnika tarcia zewnętrznego  $\mu_1$  materiału transportowanego po innych materiałach (takich jak stal, drewno, beton, itp.) jest niezbędna przy projektowaniu przenośników oraz urządzeń pomocniczych.

Wartości  $\mu$  i  $\mu_1$  służą do ustalania kątów pochylenia ścian zbiorników, zsyków, lejów wysypowych oraz granicznych kątów pochylenia przenośników względem poziomu.

Wielkość cząstek określa się zwykle największym wymiarem liniowym mierzonym po przekątnej prostopadłościanu stanowiącego obrys danej cząstki.

Jednorodność cząstek materiału pod względem wielkości można określać stosunkiem wymiaru cząstki największej  $a_{\max}$  do najmniejszej  $a_{\min}$

$$K = \frac{a_{\max}}{a_{\min}} \quad (1.1)$$

Jeśli  $K \geq 2,5$  materiały uważa się za niesortowane, które charakteryzują się największymi wymiarami cząstek (kawałków). Jeżeli  $K < 2,5$  materiał uznaje się za sortowany, tzn. sztucznie ujednorodniony.

Tablica 1.1

## Właściwości niektórych materiałów transportowanych w przemyśle rolno-spożywczym

Nazwa	Materiały transportowane luzem		Parametry prędośników transportujących materiały luzem							
	Własności		Prędośniki taśmowe			Prędośniki śrubowe			Prędośniki kublikowe	
	Gęstość usypowa $\gamma$ [Mg/m <sup>3</sup> ]	Współczynnik tarcia po stali $\mu$	Maksymalny kąt pochylenia taśmy	Elastycznej $\alpha$	Stalowej $\alpha_1$	Prędkość taśmy elastycznej $v$ [m/s]	Współczynnik zapętnienia $\psi_s$	Współczynnik oporu ruchu $f_0$		Współczynnik napętnienia $\psi_k$
Buraki	0,55-0,65	-	17	-	-	1,25	0,4	3,5	0,8	0,4-1,0
Cukier	0,75-1,0	0,85-1,0	18	-	-	1,25	0,25	3,5	0,8	0,4-1,0
Cement	1,0-1,6	0,65-0,9	17-18	-	-	1,25	0,3	3,0	0,8	1,25-2,0
Koks	0,45-0,65	0,47-0,53	17-18	13	-	1,6	0,3	3,0	0,8	0,4-1,0
Mąka	0,45-0,65	-	14-17	-	-	1,25	0,25	2,5	0,8	0,4-0,63
Otręby	0,18-0,44	-	24	-	-	2	0,25	2,5	0,8	0,4-0,63
Siarczan amonu	0,8-1,0	-	18-20	-	-	1,6	0,15	4,0	0,8	0,4-0,63
Siarczan cynku	0,8-1,1	-	18	-	-	1,6	0,3	4,0	0,8	0,4-0,63
Siarka	1,0-1,2	0,8-1,2	19	-	-	2,0-2,5	0,3	4,0	0,8	0,4-1,0
Węgiel brunatny	0,7-0,9	0,7-1,0	18-23	14	-	2,5	0,3	3,0	0,8	0,4-2,0
Węgiel drzewny	0,25-0,45	0,6-0,8	18	-	-	3,15	0,25	2,15	0,6	0,4-0,8
Węgiel kamienny	0,8-1,0	1,0	16-18	-	-	1,6	0,25	2,0	0,6	0,4-0,63
Ziarno grochu	0,8	0,26-0,33	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15
gryki	0,65-0,69	0,3-0,52	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15
jęczmienia	0,45-0,8	0,4-0,58	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15
owśa	0,4-0,6	0,4-0,58	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15
pszenicy	0,65-0,83	0,4-0,6	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15
żyta	0,68-0,79	0,4-0,6	15	13	13	2,0	0,4	2,3	0,7-0,8	2,0-3,15



Materiały sortowane określa się według średniej wielkości wymiaru cząstek:

$$a = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2} \quad (1.2)$$

Najczęściej stosowany podział materiałów według granulacji jest następujący:

- materiały pyliste (np. pyły aspiracyjne, wapno nawozowe)
- $a \leq 0,05$  mm,
- materiały proszkowe (np. mąka, drobne śruty)
- $0,05 < a \leq 0,5$  mm,
- materiały ziarniste (np. ziarno zbóż)
- $0,5 < a \leq 10$  mm,
- materiały drobnokawałkowe (np. zrębki drewniane, żwir)
- $10 < a \leq 50$  mm,
- materiały średniokawałkowe (np. węgiel)
- $50 < a \leq 150$  mm,
- materiały wielkokawałkowe (np. kamienie sortowane)
- $150 < a \leq 300$  mm,
- materiały bryłowe (np. kamienie niesortowane)  
 $a > 300$  mm.

Znajomość uziarnienia materiału jest potrzebna do określenia elementów nośnych przenośników (np. szerokość taśm, płyt, kubelków) oraz otworów wylotowych zbiorników, zasypów itp. Do transportu materiałów pylistych niezbędne jest stosowanie szczelnej obudowy zapobiegającej przedostawaniu się pyłu na zewnątrz, szczególnie w obszarze załadunku i rozładunku przenośnika.

Wewnątrz materiału transportowanego jest zawarta pewna ilość wilgoci niezwiązanej chemicznie z cząstkami materiału, tworząca warstewkę na powierzchni cząstek i wypełniająca przestrzeń między nimi.

Zawartość wody w materiale określa się stosunkiem masy wody zawartej w próbce materiału i wydzielonej z próbki w czasie suszenia jej w temperaturze  $+105$  °C do masy materiału wysuszonego.

$$W = \frac{G_w - G_s}{G_s} 100\% \quad (1.3)$$

gdzie:  $G_w$  - masa próbki wilgotnej przed wysuszeniem,  
 $G_s$  - masa próbki po wysuszeniu.

Ścierność materiału transportowanego luzem jest to zdolność do niszczenia powierzchni urządzeń stykających się z materiałem pod wpływem przesuwania się go po powierzchni. Stopień ścierności materiału zależy od twardości, kształtu i wymiaru cząstek.

Ścieralność materiału jest to zdolność materiału transportowanego do jego rozdrabniania pod wpływem oddziaływania cząstki na cząstkę i elementy przenośnika w trakcie ruchu.

Twardość cząstek materiału transportowanego luzem ocenia się najczęściej według 10-stopniowej skali Mohsa, według której poszczególnym stopniom odpowiadają: 1 - talk, 2 - gips, 3 - szpat wapienny, 4 - szpat topiony, 5 - koncentrat apatytowy, 6,7 - kwarcyt, 8,9 - granit, szafir oraz 10 - diament. W tej skali ziarno zbóż mieści się od 1 do 3 stopnia.

Właściwości korodujące materiałów transportowanych (np. nawozów sztucznych) są kojarzone najczęściej z rdzewieniem elementów stalowych przenośników, z którymi stykają się one w trakcie transportu.

Duża twardość i właściwości korodujące materiałów transportowanych luzem wymagają stosowania specjalnych tworzyw konstrukcyjnych lub powłok ochronnych.

Poza omówionymi właściwościami surowców i produktów rolno-spożywczych należy jeszcze zwrócić uwagę na kilka innych, mających wpływ na dobór odpowiedniego urządzenia, a w konsekwencji na prawidłową pracę przenośnika. Są to:

- skłonność materiałów do zlegania, zlepiania się i zbrylania, czyli tracania zdolności przemieszczania się cząstek względem siebie (np. mąki podczas magazynowania luzem),
- możliwość zamarzania,
- skłonność materiałów do chłonięcia wody (sól, nawozy sztuczne),
- właściwości toksyczne,
- właściwości samozapalające,
- właściwości wybuchowe materiałów (pyły aspiracyjne, cukier).

Skłonność materiałów do zlegania występuje najczęściej przy długich okresach przechowywania luzem w zbiornikach. Dotyczy to takich materiałów jak sól, mąka i ziarno zbóż i mączki paszowe. Duży wpływ na zwiększenie tendencji do zlegania mają wilgotność, nacisk wywierany na materiał oraz procesy biochemiczne. W przypadku występowania tych cechy materiału należy przewidzieć specjalne urządzenia (mechanicznie, pneumatycznie lub wibracyjne) oraz dbać, by po zakończeniu transportu nie pozostawiać materiału w przenośniku.

Skłonność niektórych materiałów do zamarzania, może stanowić poważny problem w okresie mrozów i powodować konieczność stosowania urządzeń grzewczych.

Podatność materiałów na zlepianie i przylepianie się do powierzchni elementów nośnych wymaga stosowania specjalnych powłok powierzchni metalowych oraz specjalnych urządzeń czyszczących elementy przenośników.

Właściwości palne i wybuchowe materiałów wymagają stosowania odpowiednich materiałów konstrukcyjnych, urządzeń ochronnych i przestrzegania zasad ochrony przeciwpożarowej. W niektórych przypadkach stosuje się nawilżanie materiału transportowanego.

### 1.3. TARCIE ZEWNĘTRZNE ZIARNA PSZENICY

Zjawisko tarcia w rzeczywistych warunkach transportu zboża jest jednym z czynników determinujących przebieg procesu technologicznego. Wszędzie tam, gdzie występuje ruch ziarna względem elementów maszyn i urządzeń zachowanie się materiału pozostaje pod wpływem tarcia. Złożoność zjawiska tarcia zewnętrznego spowodowała powstanie licznych modeli teoretycznych i empirycznych znanych z tribologii i praktycznie obowiązujących w zakresie warunków eksperymentu [114, 123, 133, 166, 181, 183, 191, 192, 194, 195, 319]. Mała zmiana warunków eksperymentu lub materiału trących powierzchni powoduje niekiedy zasadniczą zmianę rodzaju składowych zjawisk fizycznych. Z tego powodu modele dotyczą zwykle określonych par materiałów i ściśle ograniczonych warunków badań. Od lat 60. w wielu laboratoriach na świecie prowadzone są liczne badania w zakresie tarcia zewnętrznego ziarna zbóż. Dotychczas brak jednoznacznych danych opisujących parametry procesu. W tej sytuacji konieczne staje się wykonywanie pomiarów współczynnika tarcia dla każdego projektu technologii i konstrukcji.

#### Wpływ wilgotności

Już we wczesnych badaniach tarcia uznano, że wilgotność materiału jest jednym z najważniejszych czynników, które należy uwzględnić w badaniach sił działających na elementy maszyn. Richter [133] w swoich badaniach tarcia słomy, kiszonki i traw stwierdza przyrost współczynnika tarcia ze wzrostem wilgotności materiału. Taką samą tendencję obserwują Brubaker i Pos [134] dla pszenicy ozimej i różnych materiałów konstrukcyjnych. Według nich, szczególnie szybki przyrost współczynnika tarcia następuje po przekroczeniu 13 % wilgotności ziarna. Jedynie w przypadku powierzchni teflonowej wartość współczynnika tarcia maleje z przyrostem wilgotności. Snyder i in. [132] prowadzili pomiary tarcia ziarna pszenicy o powierzchni różnych materiałów w komorze klimatyzacyjnej. Zarówno przyrost wilgotności ziarna, jak i wilgotności względnej powietrza otoczenia powodowały przyrost współczynnika tarcia. Autorzy ci zwrócili uwagę na decydujące znaczenie równowagi wilgotności ziarna i wilgotności względnej otoczenia. W warunkach nierównowagi powierzchnia ziarniaka wykazuje stan właściwy dla zupełnie innej wilgotności ziarna niż jego mierzona wilgotność średnia. Stewart i in. [268] badali tarcie ziarna sorgo o różne powierzchnie metalowe. I ten eksperyment prowadzono w komorze klimatyzacyjnej. Potwierdzili przyrost współczynnika tarcia z przyrostem wilgotności ziarna, zwłaszcza powyżej poziomu 13 %. Wykazali szczególnie silny wpływ wilgotności powierzchniowej ziarna na tarcie o powierzchni o niewielkich nierównościach. Thompson i Ross mierzyli tarcie ziarna pszenicy o galwanizowaną powierzchnię stalową. Zaobserwowali przebieg zależności współczynnika tarcia od wilgotności z maksimum dla 20 % wilgotności ziarna. Różnica wartości  $\mu$  dla wilgotności 8 % i 12 % jest stosunkowo niewielka. Według tych autorów ziarna w tym stanie są twarde i nie deformują się wo-

kół nierówności powierzchni. Kiedy wilgotność wzrasta do 16 % ziarna miękną i odkształcają się wokół nierówności, przez co rosną siły niezbędne do zerwania powstałych wiązań. Rośnie również współczynnik tarcia. Przy dalszym wzroście wilgotności zaobserwowano spadek współczynnika tarcia. Przyczyną jest prawdopodobnie woda pojawiająca się pomiędzy powierzchniami, która osłabia wytrzymałość na ścinanie powstałego wiązania. Przyrost współczynnika tarcia ze wzrostem wilgotności ziarna wykazali również Tsang-Mui-Chung, Balassy, Frontczak, Metzger, Scherer oraz Kutzbach [134]. Badania ich potwierdza również Lawton [12], konkludując, że współczynnik tarcia ziarna pszenicy na ogół rośnie ze wzrostem wilgotności.

### **Wpływ prędkości**

Nie znaleziono w literaturze przekonującego wyjaśnienia wpływu prędkości przemieszczania na tarcie materiałów pochodzenia roślinnego. Według badań różnych autorów [12, 192, 134, 195, 268] stwierdzić można, że współczynnik tarcia wzrasta do prędkości poślizgu około 1 m/s. Wyniki badań powyżej tej prędkości są niejednoznaczne.

### **Wpływ stanu powierzchni materiału trącego**

W różnych badaniach stosowano drewno, stal, stal galwanizowaną, gumę, teflon, polietylen, aluminium i beton. Brak dokładnej charakterystyki stanu warstwy powierzchniowej w opisach badań wynika ze złożoności technik badawczych zjawisk powierzchniowych. Prace zawierają często tylko nazwę handlową użytego materiału i rzadko wartość parametru chropowatości powierzchni. I tak np. Cyrus [134] stwierdza przyrost współczynnika tarcia pojedynczego ziarna pszenicy o powierzchnię stalową, gdy parametr chropowatości  $R_a$  rośnie w przedziale od 0,8 do 11  $\mu\text{m}$ . Istotną trudnością badań tarcia jest zmienny w czasie pomiarów stan powierzchni trącej. Richter [132] zaobserwował, że współczynnik tarcia maleje z ilością powtórzeń pomiarów. Polerował więc powierzchnię badanego materiału do chwili, gdy wartość współczynnika tarcia osiągnęła minimum i dopiero wtedy prowadził pomiary porównawcze. Thompson i Ross [133] wykazali, że występują istotne różnice współczynnika tarcia o blachę stalową cynkowaną pochodzącą z różnych źródeł. W ich pomiarach oraz w pomiarach Schwaba [195] wartość współczynnika tarcia i jego odchylenie standardowe malały w kolejnych testach. Snyder i in. stwierdzili przyrost współczynnika tarcia w kolejnych testach. Zmywanie powierzchni trącej powodowało powrót współczynnika tarcia do wartości początkowej. Analiza spektrofotometryczna pozwoliła na ustalenie, że na powierzchni odkłada się kutyna (podobna do wosku substancja znajdująca się na powierzchni ziarniaków). Jej wpływ wzrasta w czasie dłuższych przerw między pomiarami. Thompson i inni wykazali, że w przypadku wielokrotnego poślizgu ziarna wzdłuż tej samej powierzchni współczynnik tarcia zmalał o blisko 40 %. Do podobnych

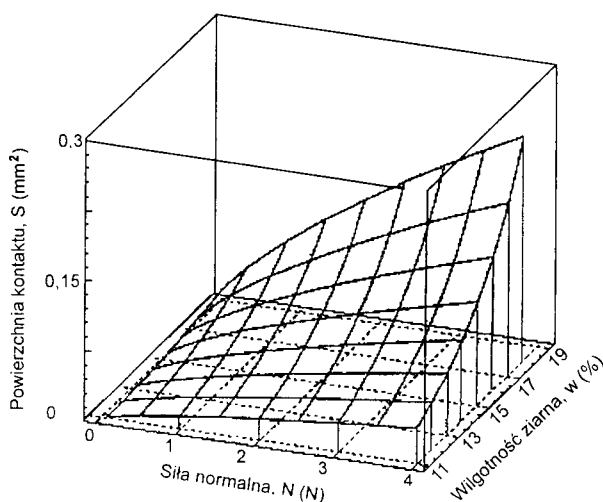
wniosków doszedł też Buchlin [268]. Dotąd jednak zjawisko to nie jest dostatecznie wyjaśnione, a w doniesieniu do tworzyw sztucznych brak jakichkolwiek badań.

### Wpływ użytego ziarna

W doborze ziarna do badań autorzy kierowali się rozpowszechnieniem danego gatunku i odmiany w obszarze i czasie ich działania. W przypadku autorów amerykańskich była to najczęściej pszenica ozima. Hanzelik i in. [132] użyli dwóch odmian pszenicy: Diana I i Koszutska. W ciągu trwających dwa lata badań otrzymali wyższe wartości współczynnika tarcia dla odmiany Diana I. Autorzy wnioskują, że ziarna dwóch odmian pszenicy różniły się chropowatością. Ta zaś, ich zdaniem, zależy od jej odmiany i warunków dojrzewania. Większość badaczy nie podaje nazwy odmiany, posługując się tylko nazwą gatunku. Ogólnie stwierdzić można, że w obrębie danego gatunku odmiany istotnie wpływają na wartość współczynnika tarcia. Dostępne w literaturze dane nie pozwalają jednak wnioskować o pochodzeniu obserwowanych różnic. Pozwalają wnioskować jedynie, że duże jest zróżnicowanie wyników spowodowane znanymi i nieznanymi czynnikami wpływającymi na proces tarcia ziarna zbóż i innych nasion. Jest to więc dziedzina wiedzy zbyt mało dotychczas poznana, szczególnie w odniesieniu do materiałów roślinnych, które z uwagi na skomplikowaną budowę i stały postęp hodowlany, wykazują duże zróżnicowanie właściwości fizycznych, w tym także ciernych.

Horabik [135] przeprowadził badania na odmianie pszenicy GRANA. Uzyskane wyniki ilustruje rysunek 1.3 i tablica 1.2.

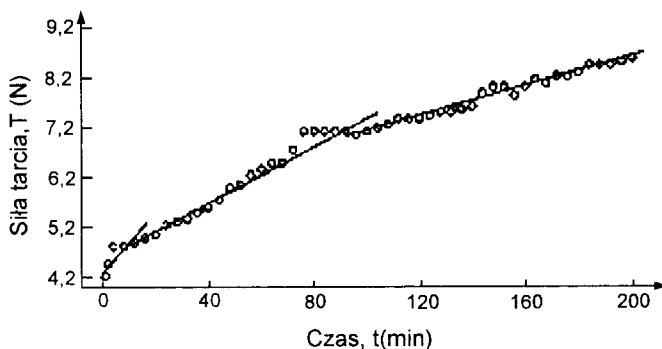
Zaskakujące zmniejszenie współczynnika tarcia dla blachy o  $R_f = 11,0 \mu\text{m}$  może świadczyć o lepszym wnikanii kutyny w mikronierówności.



Rys. 1.3. Wzajemna zależność powierzchni kontaktu, wilgotności ziarna i siły normalnej dla pszenicy GRANA

## Tarcie warstwy ziarna o powierzchnię stalową

Horabik i in. [135] mierzyli przyrost siły tarcia w funkcji czasu pomiaru, co przy stałej prędkości poślizgu równoznaczne jest zależności jej od drogi tarcia. Siła normalna wynosiła 9 N, a wilgotność ziarna około 10 %. Uzyskany przebieg ilustruje rysunek 1.4.



Rys. 1.4. Zależność siły tarcia od czasu pomiaru dla pszenicy GRANA

Zaobserwowano szybki przyrost siły tarcia w pierwszych minutach pomiaru. Równania prostych regresji dla poszczególnych przedziałów czasu:

$$T = 0,0051 t + 4,4 \text{ N, pierwsze 10 minut,}$$

$$T = 0,029 t + 4,5 \text{ N, w przedziale } 10 \div 100 \text{ minut,}$$

$$T = 0,0155 t + 5,6 \text{ N, powyżej 100 minut pomiaru,}$$

gdzie:  $t$  - czas pomiaru w minutach.

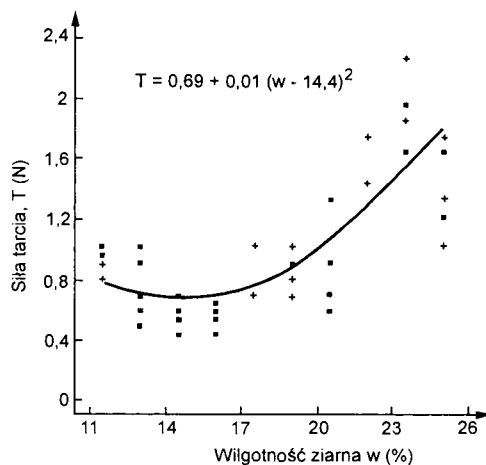
Pewna stabilizacja mierzonych siły tarcia następuje po kilkudziesięciu minutach poślizgu.

Według tych badań w pierwszym stadium procesu szybko przyrasta pole rzeczywistej powierzchni kontaktu zachodzącego wraz z reorientacją. W przebiegu procesu uwidacznia się też wpływ odkształceń nierówności powierzchni ziaren. Ponadto w miarę ścierania warstwy powierzchniowej ziaren następują zmiany właściwości fizycznych ich warstwy wierzchniej.

Horabik [135] wyznaczył też zależność siły tarcia od siły nacisku normalnego przy zmiennej wilgotności pszenicy odmiany GRANA dla sześciu poziomów nacisku normalnego: 1, 4, 6, 9, 11 i 14 N. Wilgotność próbek ziarna wynosiła 8 %, 10 %, 12 %, 13 %, 15 % i 16 %.

Na rysunku 1.5 przedstawiono typowe wyniki pomiaru dla stałej siły nacisku wraz z dopasowaną krzywą regresji.

Zależności siły tarcia od siły nacisku dla poszczególnych poziomów wilgotności aproksymowane były prostymi regresji postaci:  $T = \mu N + C$ . Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabelicy 1.3 Wartość współczynnika tarcia osiąga minimum  $\mu = 0,098$  przy wilgotności ziarna równej 13 %.



Rys. 1.5. Zależność siły tarcia od wilgotności przy stałym nacisku 6 N dla pszenicy GRANA

Tablica 1.2

Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  w zależności od wilgotności ziarna i wysokości nierówności  $R_t$  (ziarno odmiany GRANA, tarcie o powierzchnię stalową)

$R_t$ [ $\mu\text{m}$ ]	Wilgotność ziarna [%]	Współczynnik tarcia $\mu$ (wartość średnia)
< 0,5	8	0,088
	11	0,073
	13	0,076
	15	0,062
	18	0,111
1,0	8	0,197
	11	0,209
	13	0,209
	15	0,224
	18	0,239
1,8	8	0,300
	11	0,339
	13	0,296
	15	0,297
	18	0,410
6,4	8	0,547
	11	0,535
	13	0,566
	15	0,526
	18	0,548
11,0	8	0,258
	11	0,328
	13	0,351
	15	0,379
	18	0,386

Tablica 1.3

Wartości współczynnika tarcia  $\mu$  w zależności od wilgotności ziarna  
(odmiana GRANA, tarcie warstwy o powierzchnię stalową)

Wilgotność ziarna [%]	Współczynnik tarcia $\mu$
8	0,133
10	0,132
12	0,127
13	0,098
15	0,110
16	0,106

Według badań Horabika istnieje model uwzględniający równocześnie wpływ nacisku i wilgotności ziarna w postaci:

$$T = b_1(w - b_2)^2 N + b_3 \quad (1.4)$$

gdzie:  $b_1, b_2, b_3$  - stałe,

$N$  - nacisk w [N],

$w$  - wilgotność ziarna w %.

Po wyliczeniu wartości stałych równanie to przybiera postać:

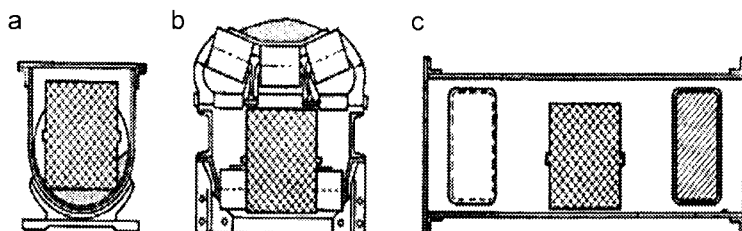
$$T = 0,004(w - 12,8)^2 N + 0,78 \quad (1.5)$$

Analiza wariancji wykazała istotność wpływu obu czynników na siłę tarcia na poziomie  $\alpha = 1$  %, przy współczynniku determinacji  $R^2 = 0,87$ .



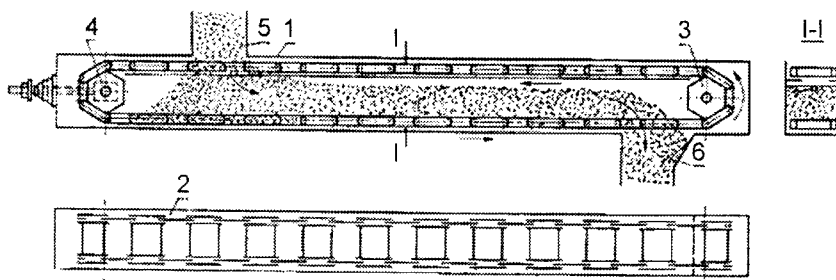
## 2. PRZENOŚNIKI ZGARNIAKOWE I ZGRZEBŁOWE

W przenośnikach zgarniakowych [9, 50, 86, 101, 104, 129, 131, 145, 253, 256, 266, 282, 293, 320] materiał jest przemieszczany w nieruchomej rynnie za pomocą ciągną z poprzecznymi zgarniakami, wypełniającymi przekrój wewnętrzny rynny (rys. 2.1).



Rys. 2.1. Powierzchnia zajmowana przez przekrój przenośnika typu redler (pole zakratkowane) na tle przekrojów przenośników o zbliżonych wydajnościach: a) ślimakowego, b) taśmowego, c) kubelkowego

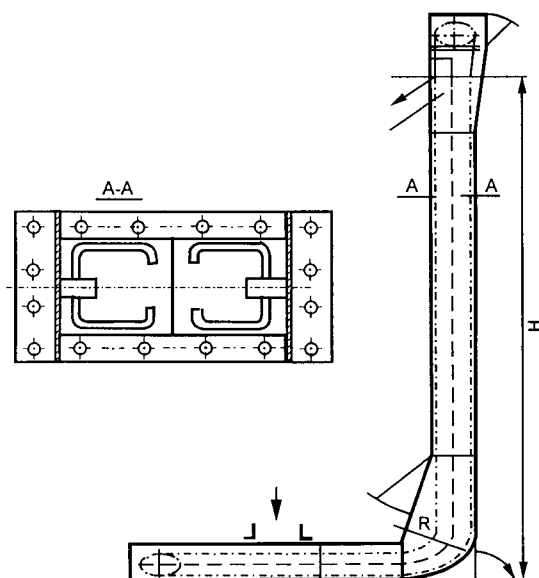
Natomiast w przenośnikach zgrzeblowych (rys. 2.2) ruch materiału odbywa się w wyniku istnienia wzajemnej przyczepności cząstek materiału pod wpływem ruchu łańcucha, na którym są zamontowane odpowiednio ukształtowane zgrzebła z łańcuchem, wypełniające tylko nieznaczną część przekroju wewnętrznego obudowy. Łańcuch wzbudza ruch jedynie najniższej warstwy materiału wewnątrz obudowy. Ruch całej strugi następuje ponieważ współczynnik tarcia wewnętrznego surowca jest większy od współczynnika tarcia o ściany obudowy.



Rys. 2.2. Schemat budowy i działania przenośnika zgrzeblowego: 1 - obudowa, 2 - łańcuch ze zgrzeblami, 3 - mechanizm napędowy, 4 - mechanizm napinający, 5 - otwór zasypowy, 6 - otwór wysypowy

W poruszającej się strudze materiału jego cząstki nie przemieszczają się względem siebie, a więc materiał praktycznie nie ulega rozdrabnianiu i samoistnemu sortowaniu.

Zamknięta konstrukcja przenośnika zgrzeblowego umożliwia prowadzenie jego trasy, zwykle po odcinkach prostych, poziomych, i pochyłych. Istnieją też rozwiązania z odcinkami pionowymi i łukowymi (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Przenośnik zgrzeblowy poziomo-pionowy

Głównym elementem przenośnika zgrzeblowego jest łańcuch z rozmieszczonymi w jednakowych odstępach zgrzeblami. Stosuje się różne wykonania łańcuchów oraz zgrzebeł.

Najprostsze z nich to znormalizowane łańcuchy płytkowe, sworzniowo-tulejkowe lub rolkowe (podobnego typu jak stosowane w przenośnikach członowych i kubelkowych), do których przymocowane są poprzeczne zgrzebla w postaci stalowych płaskowników albo odpowiednio ukształtowanych elementów odkuwanych lub odlewanych. Można również spotkać łańcuchy płytkowe sworzniowo-tulejkowe specjalnej konstrukcji, w których zewnętrzne płytki odpowiednio wydłużone są odgięte na zewnątrz, tworząc zgrzebla poprzeczne względem osi łańcucha.

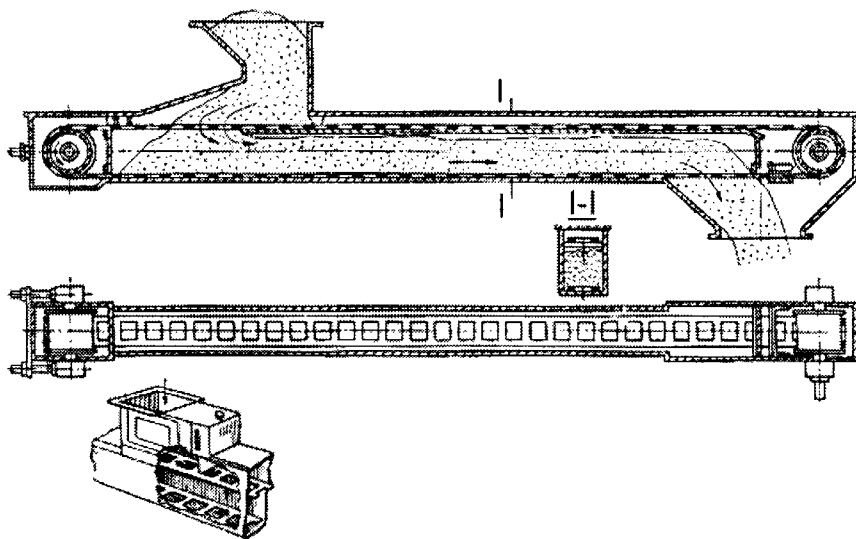
Główną wadą tego rodzaju łańcuchów jest to, że składają się one z kilku elementów obracających się i trących. Warunki pracy przenośników zgrzeblowych w środowisku zapylnym i drobnociarnistym przy braku możliwości smarowania powodują szybkie i intensywne wycieranie i zużywanie się cięgien. Ponadto drobne cząstki materiału transportowanego dostają się między przesuwające się względem siebie elementy łańcucha i wypełniają istniejące szczeliny, co utrudnia swobodne odprowadzanie materiału przez otwory znajdujące się w dnie obudowy oraz powoduje zanieczyszczanie kół łańcuchowych mechanizmu napędowego w czasie przewijania się przez nie łańcucha.

Utrudnia to normalną eksploatację przenośnika i wymaga stosowania dodatkowych urządzeń czyszczących. Z tego powodu łańcuchy tego typu używa się tylko do transportu niektórych materiałów nieścierających i drobnoziarnistych.

Coraz częściej stosuje się w łańcuchach zgrzebła wykonywane z lekkich stopów i tworzyw sztucznych. Z tworzyw sztucznych wykonuje się też nakładki przeciwcierne, wykładziny denne i prowadnice.

Łańcuchy takie, przy znacznym obniżeniu masy, charakteryzują się również lepszymi wskaźnikami eksploatacyjnymi i większą trwałością samych zgrzebł i obudowy. Dodatkową zaletą stosowania tego rodzaju zgrzebł jest zabezpieczenie przed powstawaniem iskry. Ma to szczególne znaczenie przy transporcie materiałów łatwopalnych i wybuchowych.

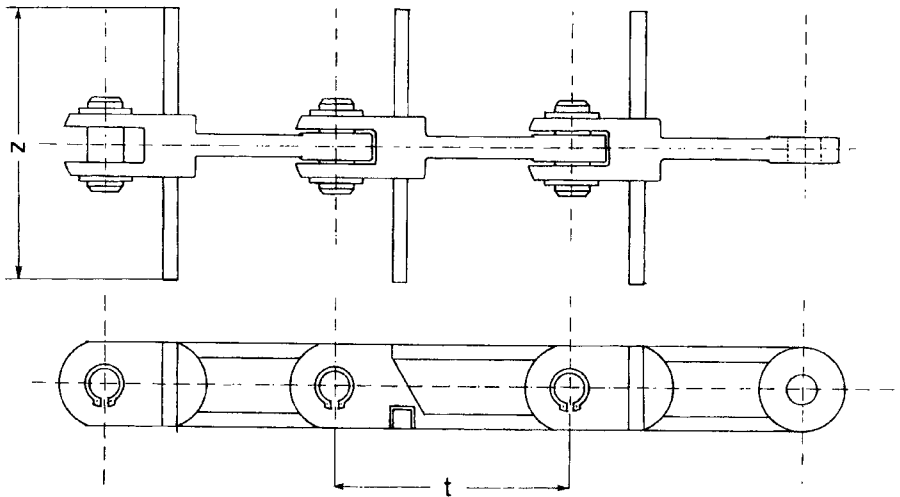
Odmianę konstrukcyjną stanowi stalowa taśma perforowana (rys. 2.4), stosowana zamiast łańcucha zgrzeblowego.



Rys. 2.4. Przykład zastosowania taśmy perforowanej w przenośniku zgrzeblowego

Zaletą tego rodzaju cięgna jest zwartość budowy i mała masa w porównaniu z typowymi łańcuchami zgrzeblowymi oraz cichsza praca. Do wad natomiast należy zaliczyć ograniczenie wydajności (do około 40 Mg/h) i długości do 50 m oraz możliwość zastosowania wyłącznie w przenośnikach o trasie poziomej. Ponadto taśmy perforowane są drogie i można używać je tylko do transportu niektórych materiałów z uwagi na trudniejszy wysyp.

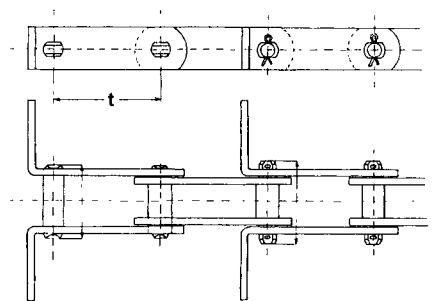
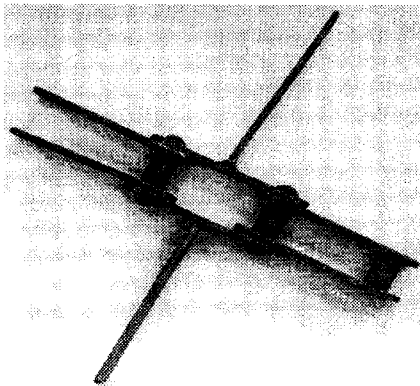
Łańcuchy widełkowe (rys. 2.5) wykonywane są najczęściej jako odkuwkowe, co wymaga specjalnego oprzyrządowania dla każdej szerokości łańcucha i każdej podziałki (matryce kuzienne, formy odlewnicze, obrabiarki specjalizowane do obróbki widełek i otworów na sworznie).



Rys. 2.5. Łańcuch widelkowy

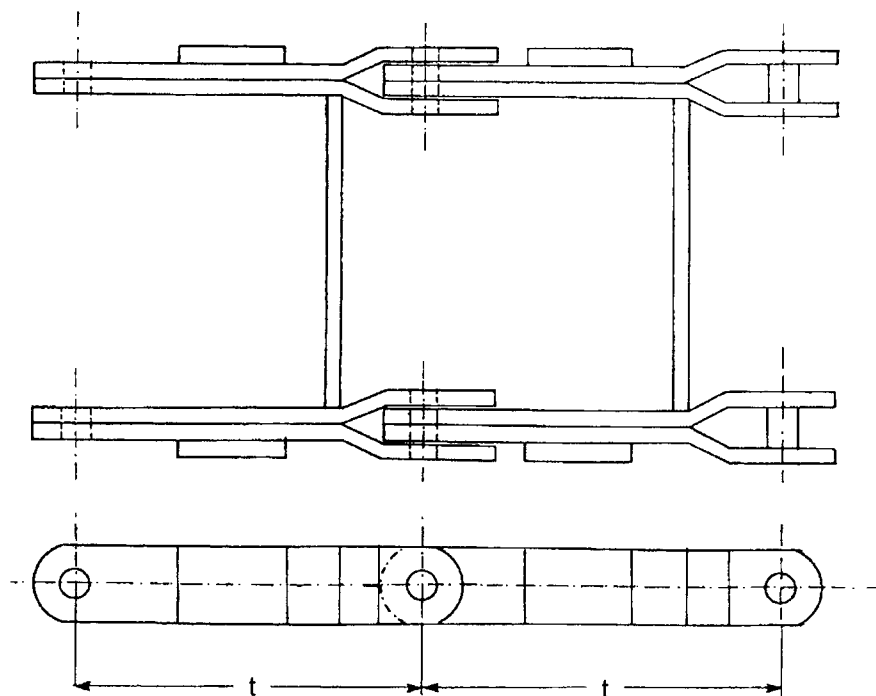
Ogniwa wykonywane są w różnych wielkościach, różnią się podziałką  $t$  i szerokością zgarniaków  $Z$ . Zgarniaki, zwykle o przekroju prostokątnym, wykonywane są łącznie z ogniwami lub są z nimi łączone przez spawanie, zgrzewanie lub przy pomocy połączeń śrubowych.

Łańcuchy wykonywane z płaskowników (rys. 2.6) stosowane w najlżejszych wersjach przenośników mogą być wykonywane na prostym oprzyrządowaniu (cięcie, gięcie, wiercenie). Utrzymanie dokładności wymiarów ogniwa a szczególnie podziałki sprawia w tym przypadku spore trudności i wpływa negatywnie na pracę i trwałość przenośnika.



Rys. 2.6. Łańcuchy z płaskowników

Stosowane, szczególnie w górnictwie rozwiązania dwucięgnowe korzystają z łańcuchów typowych ogniwowych lub sworzniowych. Zgarniaki wykonywane są z płaskowników lub specjalnych odkuwek (rys. 2.7). Rozwiązania takie w przemyśle zbożowo-paszowym nie znalazły zastosowania.



Rys. 2.7. Łańcuch dwucięgowy

Do słabych punktów łańcuchów metalowych można zaliczyć takie cechy, jak:

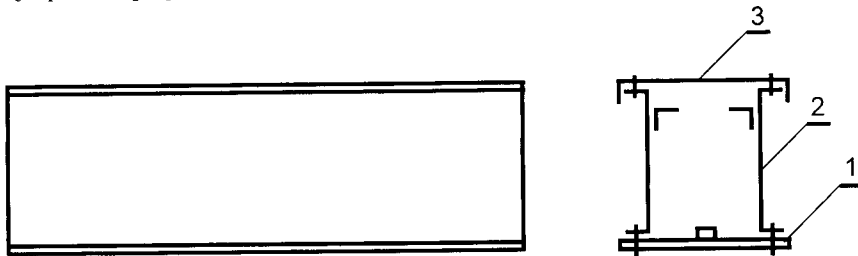
- duża masa łańcuchów,
- zróżnicowana podziałka ogniów,
- duży rozrzut wymiarów ogniów,
- duże siły tarcia w węzłach kinematycznych,
- brak unifikacji,
- skłonność do „przesypu”,
- zaleganie nosiwa na dnie,
- głośność.

Skłonność do przesypu związana jest z możliwością zalegania poszczególnych ziaren nosiwa w widelkach łańcucha. Zaleganie nosiwa na dnie przenośników związane jest ze stosowaniem listwy prowadzącej o określonej grubości. Zalegające ziarno mają usuwać elastyczne nakładki na zgarniakach; ale ich żywotność jest zwykle znacznie krótsza niż łańcucha.

W przenośnikach z łańcuchami metalowymi szybkiemu zużyciu ulegają sworznie ogniów i elementy denne - szczególnie krawędzie otworów wyspów oraz elementy prowadnic zwrotnych. Często są też odkształcenia i oderwania zgarniaków, a szczególnie nakładek elastycznych.

## 2.1. OBUDOWY PRZENOŚNIKÓW

Obudowa przenośnika zgrzeblowego składa się najczęściej z wykonywanych z blachy stalowej typowych członów o długości  $2 \div 3$  m łączonych śrubami. Jest to zwykle konstrukcja rozbieralna, umożliwiająca dostęp do wnętrza w dowolnym miejscu. Najczęściej stosuje się obudowę zamkniętą o przekroju poprzecznym prostokątnym. Spotyka się również przenośniki z obudową o przekroju półkola, koła lub owalu - również otwarte od góry (rys. 2.8).



Rys. 2.8. Segment typowej obudowy przenośnika: 1 - dno z listwą prowadzącą, 2 - ściany boczne z listwami zwrotnymi, 3 - pokrywa

Odcinki obudowy przenośników poziomych i pochylonych pod niewielkim kątem względem poziomu składają się zwykle ze ścian bocznych wykonanych z blachy stalowej, zwykłej jakości, o grubości  $3 \div 6$  mm, zaopatrzonych w odgięte kołnierze, do których mocuje się dna i pokrywy za pomocą śrub. Blachy używane na dno mają zwykle grubość  $4 \div 8$  mm, a na pokrywy  $2 \div 4$  mm. Miejsca połączeń członów uszczelnia się gumą lub innymi materiałami elastycznymi.

Wzdłuż dna mocuje się pas blachy (lub dwa pasy w przypadku dwóch łańcuchów) ze stali odpornej na ścieranie, po których przesuwają się łańcuchy w czasie pracy. Ciężno nieobciążone przemieszcza się po prowadnicach z nakładkami drewnianymi umieszczonymi powyżej górnej warstwy materiału transportowanego lub po rolkach, rozstawionych co kilka metrów (najczęściej w odległościach równych długości członów obudowy) i łożyskowanych tocznie albo ślizgowo w łożyskach zamocowanych do ściany obudowy.

W pokrywach umieszcza się otwierane lub stałe wzierniki, służące do kontroli wnętrza. Załadunek przenośnika odbywa się zwykle przez otwór zaopatrzony w króciec, umożliwiający przyłączenie przewodu doprowadzającego materiał do obudowy od góry lub z boku. Gdy materiał jest podawany przez ciężno powrotne należy zainstalować pod nim osłonę, która chroni przed nadmiernym zapełnieniem przenośnika, tzn. stanowi pewnego rodzaju dozownik. Jeżeli transportuje się materiał niesortowany, należy stosować kraty zabezpieczające przed dostaniem się do wnętrza obudowy zbyt dużych kawałków.

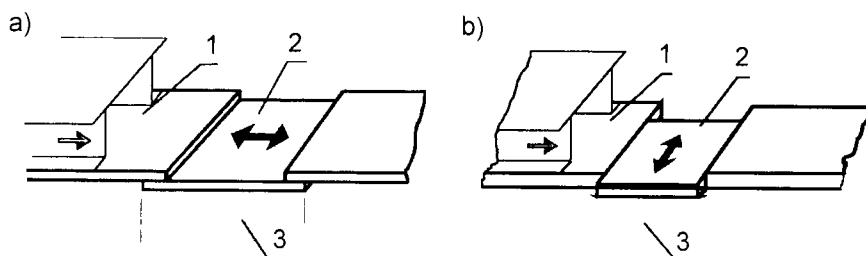
W miejscu zmiany kierunku trasy przenośnika z poziomego na pochyły lub pionowy (rys. 2.3) instaluje się zespoły kół łańcuchowych zmieniające

kierunek ruchu łańcucha oraz rolki prowadzące ciągnio powrotne i przewodnice zabezpieczające ciągnio przed spadaniem lub uderzaniem o pokrywę.

W przypadku transportu materiałów bardzo ścierających, w celu ochrony dna obudowy przed nadmiernym zużyciem stosuje się czasem specjalne okładziny, np. bazaltowe. Jeśli trasa przenośnika składa się z odcinków prostych, poziomych i pionowych oraz łukowych stosuje się w niektórych przypadkach konstrukcję dwukanałową, oddzielnie dla ciągnia pracującego i dla ciągnia nieobciążonego.

Obudowy wykonuje się najczęściej ze zwykłej blachy stalowej St3 (dla normalnych warunków transportu). W przypadku jednak materiałów czynnych chemicznie stosuje się specjalne stale nierdzewne, stopy aluminiowe albo blachy pokrywane powłokami ochronnymi. W przypadku transportu materiałów o wysokiej temperaturze (powyżej  $300\div 400^{\circ}\text{C}$ ) stosuje się stale żaroodporne, a także chłodzenie obiegowe wodą elementów przenośnika.

W dnie obudowy umieszcza się jeden lub kilka otworów opróżniających, zamykanych zasuwami sterowanymi ręcznie lub mechanicznie za pomocą napędu elektrycznego, pneumatycznego lub hydraulicznego. Otwory wysypowe mogą być zamykane wzdłuż osi przenośnika lub poprzecznie do niego. W pierwszym przypadku zajmują one mniej miejsca, ale tworzą na pewnym odcinku długości obszary „martwe”, w których nie mogą być umieszczane dalsze otwory. Natomiast przy położeniu poprzecznym zajmują one więcej miejsca, ale dostęp do zasuw jest łatwiejszy (rys. 2.9) [349, 359].



Rys. 2.9. Zasuwa wzdłużna (a) i poprzeczna (b): 1 - dno przenośnika, 2 - zasawa, 3 - wysyp

Mechanizm napędowy (rys. 2.10) umieszcza się zwykle na końcu przenośnika w miejscu, gdzie odbywa się rozładunek materiału transportowanego. Składa się on najczęściej z koła łańcuchowego (lub zespołu kół) o małej liczbie zębów ( $8\div 12$ ) ukształtowanych odpowiednio do ogniw łańcucha. Typowy napęd złożony jest z silnika elektrycznego, sprzęgła i wielostopniowej przekładni zębatej. W niektórych rozwiązaniach stosuje się silniki hydrauliczne wolnoobrotowe bez przekładni i sprzęgieł. Najczęściej pod kołem napędowym umieszcza się otwór odprowadzający resztki materiału transportowanego zabezpieczający przed zbieraniem się zanieczyszczeń w obudowie. Powinien być zawsze otwarty nawet w przypadku otwartych zasuw. Niezależnie od tego w obudowie mechanizmu napędowego instaluje się urządzenia czyszczące

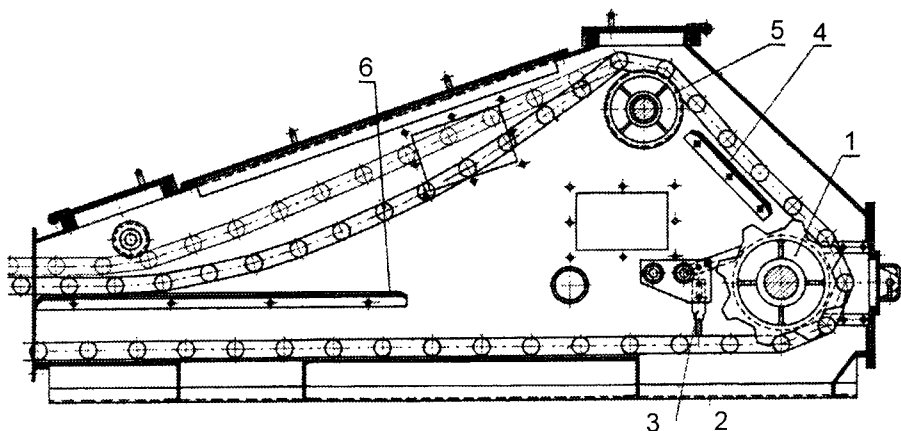
łańcuch i zęby kół łańcuchowych z resztek materiału. Są to zwykle szczotki lub skrobaki. Aby nie dochodziło do klinowania się ogniów łańcucha na kołach umieszcza się tuż za nimi prowadnice ułatwiające prawidłowy i równy bieg łańcucha. Natomiast nad mechanizmem napędowym umieszcza się mechanizm zwrotny kierujący powrotne ciągnie łańcucha, które często własnym ciężarem powoduje samonapinanie i równomierny bieg w ruchu powrotnym. Dalej są umieszczone rolki prowadzące lub prowadnice ślizgowe, nadające właściwy kierunek ruchu ciągnu powrotnemu łańcucha. W celu ułatwienia dostępu, wszystkie łożyska wałów kół napędowych, zwrotnych i prowadzących są umieszczone na zewnątrz obudowy.

Koła łańcuchowe wykonuje się zazwyczaj ze stali, a powierzchnie zębów utwardza się. Stosuje się niekiedy piasty odlewane ze staliwa lub żeliwa, na których osadza się stalowe wieńce uzębione lub wstawia zęby mocowane śrubami.

Spotyka się również koła składane z dwóch połówek łączonych śrubami, co bardzo ułatwia montaż i demontaż.

Całość napędu jest montowana zazwyczaj w odpowiednio ukształtowanym członie obudowy, łączonym śrubami z korytem przenośnika.

Z reguły mechanizm napinający (rys. 2.11) montuje się w odpowiednio ukształtowanym członie obudowy, umieszczonym na przeciwnym do napędu końcu przenośnika (stacja napinająca).

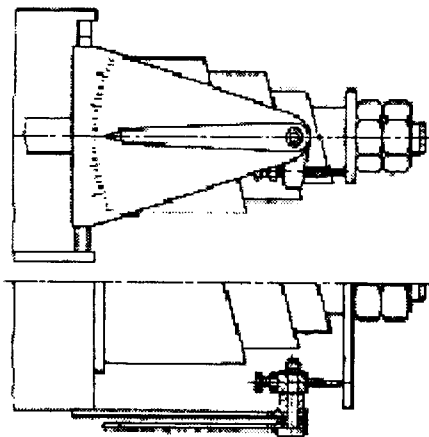


Rys. 2.10. Konstrukcja głowicy przenośnika zgrzeblowego z mechanizmem napędowym i zespołem kół zwrotnych: 1 - koło napędowe, 2 - otwór odprowadzający przesyp materiału transportowanego, 3 - urządzenia czyszczące, 4, 6 - prowadnice, 5 - mechanizm zwrotny

Zwykle składa się on z wału z jednym lub dwoma kołami łańcuchowymi (zależnie od liczby łańcuchów) ułożyskowanymi tocznie w łożyskach, umieszczonych na zewnątrz obudowy. Podłużne otwory wycięte w ścianach bocznych obudowy i umocowane wzdłuż nich prowadnice umożliwiają przesuwanie wału mechanizmu napinającego, wraz z oprawami łożysk w celu zapewnienia równomiernego przesuwania się osi mechanizmu napina-



jącego wzdłuż osi głównej przenośnika. Natomiast w położeniu prostopadłym do niej stosuje się różne urządzenia synchronizujące położenie opraw łożysk połączone z mechanizmem napinającym, mechanicznym lub hydraulicznym. Otwory, przez które przechodzą końcówki wału są uszczelniane. Urządzenia napinające stanowią najczęściej mechanizmy śrubowo-sprężynowe tłumiące częściowo siły dynamiczne w ciągnięciu.



Rys. 2.11. Śrubowe urządzenie napinające wyposażone we wskaźnik wielkości napięcia łańcucha

Podobnie jak w obudowie przenośnika, również w pokrywach członów mieszczących mechanizmy napędowe i napinające wykonuje się wzierniki i otwory rewizyjne, ułatwiające obserwację i bieżące naprawy.

Praca przenośnika zgrzeblowego o konstrukcji zamkniętej wymaga stosowania urządzeń kontrolnych, zapewniających prawidłową pracę w większym stopniu niż w przypadku urządzeń otwartych, łatwo dostępnych i możliwych do obserwacji. Do najczęściej stosowanych należą wskaźniki regulacji prędkości i wydajności. Są to urządzenia magnetyczno-indukcyjne, tachoprądnice oraz inne spełniające rolę ograniczników otworu zasilającego. W nowych rozwiązaniach przewiduje się zdalne sterowanie i kontrolę pracy przenośników.

Analiza konstrukcyjna dotychczasowych rozwiązań łańcuchów przenośników zgrzeblowych prowadzi do wniosku, że mają one wiele istotnych wad [9, 33, 44, 63, 67, 68, 69, 103, 173, 340] takich, jak: duży ciężar, głośność, ograniczoną prędkość, duże opory ruchu, itp.

## 2.2. ZASTOSOWANIE TWORZYW SZTUCZNYCH W PRZENOŚNIKACH

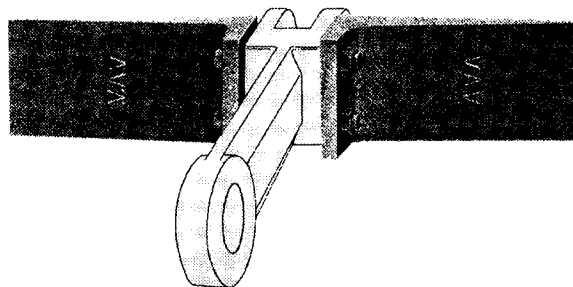
Poszukiwania materiałów i rozwiązań konstrukcyjnych, które mogą usunąć wady przenośników zgrzeblowych zwracają się ostatnio w kierunku zastosowania w nich tworzyw sztucznych [17, 24, 30, 32, 37, 38, 52, 53, 66, 91, 122, 137, 170, 204, 211, 229, 261, 263, 264, 271, 279, 292, 303, 342, 343, 362].

### Wykładziny tworzywowe

W latach osiemdziesiątych pojawiły się przenośniki zgrzeblowe z wykładzinami tworzywowymi dna i przewodnic zwrotnych w formie nakładanych na elementy stalowe arkuszy lub mas szpachlowych. Stosowano naj częściej PCW, poliamidy, polipropylen, polietylen. Stwierdzono ich szybkie zużywanie się w warunkach transportu zboża i innych produktów sypkich. Szczególnie szybko ulegały zniszczeniu krawędzie otworów wysypowych.

### Zabieraki tworzywowe

Rozwiązanie polegające na zamianie zgarniaków metalowych na tworzywowe zastosowano w konstrukcji tradycyjnego łańcucha stalowego wi-dełkowego przez holenderską firmę VAV (rys. 2.12).



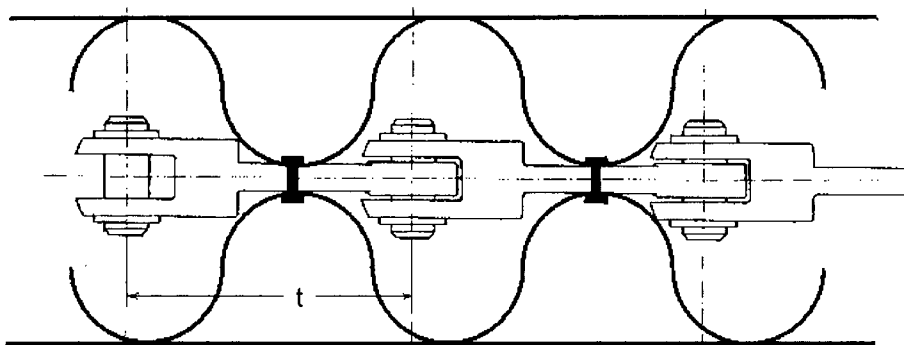
Rys. 2.12. Ogniwo łańcucha stalowego z zabierakami tworzywowymi

Konstrukcja ta powoduje, że kontakt łańcucha z dnem i przewodnicami powrotnymi odbywa się (do czasu ich częściowego zużycia) przez poliamidowe zabieraki. Zmniejsza to zasadniczo opory ruchu łańcucha, pozwala na eliminację listwy prowadzącej w dnie i umożliwia stosowanie przewodnic zwrotnych stalowych bez nakładek.

Odształcenia zabieraków i ich podatność na uszkodzenia powodują jednak konieczność stałej obserwacji ich stanu i natychmiastowej wymiany w razie zużycia.

Za inną wersję zabieraka z tworzywa może być uznana taśma elastyczna ułożona sinusoidalnie po obu stronach łańcucha metalowego i łączona z każdym ogniwem [280, 359] (rys. 2.13).

Rozwiązanie to nie znalazło zastosowania poza prototypem.



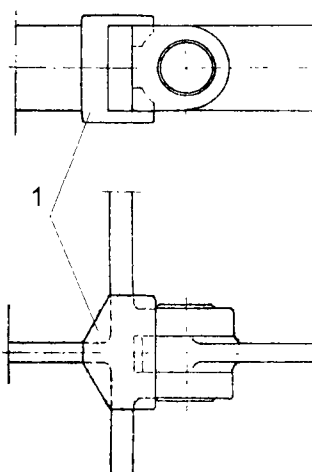
Rys. 2.13. Zabieraki z taśmy elastycznej

### Zmniejszenie oporów ruchu w węźle sworzeń - ogniwo

Zmniejszenie oporów ruchu w węźle sworzeń - ogniwo sprowadza się głównie do doboru stopów, z których wykonane są ogniwo i sworzeń, pod kątem ich właściwości tribologicznych i dokładnego wykonania obu tych elementów. Próby zastosowania tulejek tworzywowych prowadziły w krótkim czasie do istotnych zmian podziałki łańcucha i znacznych nierównomierności jego pracy [179, 362], w wyniku zużycia tulejek pracujących bez smarowania i przy dużych obciążeniach.

### Nakładki tworzywowe na ogniwa

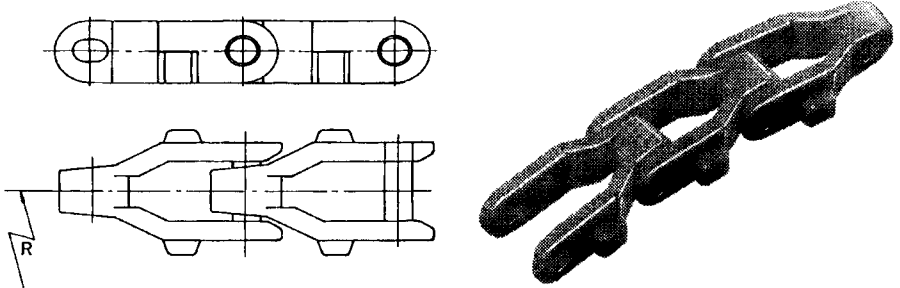
Wykonane w Zakładach „SPOMASZ” w Ostrowie Wlkp. nakładki z tworzywa na widelki ogni stalowych (rys. 2.14) mają służyć zmniejszeniu oporów ruchu łańcucha po dnie i wypełnieniu przestrzeni między ogniwami. Szybkie zużywanie tych nakładek i nierozwiązany problem ich pewnego mocowania na ogniwach jest przeszkodą uniemożliwiającą ich wprowadzenie do produkcji przenośników.



Rys. 2.14. Nakładki tworzywowe na łańcuch stalowy: 1 - nakładka z tworzywa

## Łańcuchy z ogniw tworzywowych

Znane są rozwiązania łańcuchów transportowych wykonanych z ogniw tworzywowych. Znalazły one zastosowanie np. w liniach rozlewniczych do transportu butelek i w transporterach do opakowań (rys. 2.15) na krótkich trasach i przy niewielkich obciążeniach, natomiast nie używa się dotychczas łańcuchów tworzywowych do transportu materiałów luzem.



Rys. 2.15. Lekki łańcuch tworzywowy

## Tworzywa na ogniwa

Tworzywo sztuczne jako materiał na ogniwa powinno spełniać wiele różnych, często sprzecznych wymagań. Do najważniejszych z nich należą:

- duża wytrzymałość na rozciąganie,
- niski współczynnik tarcia po stali,
- duża odporność na ścieranie,
- duża udarność,
- odporność na pełzanie,
- stabilność wymiarów przy zmianie warunków wilgotnościowych i temperaturowych,
- niska gęstość (mały ciężar właściwy),
- duża odporność chemiczna, antykorozyjność itp.,
- łatwość przetwórstwa i jej niewielki koszt,
- niski koszt tworzywa,
- dostępność tworzywa na rynku.

Ze znanych tworzyw produkowanych masowo najbardziej odpowiednimi do wytwarzania ogniw wydają się być polimery z grupy poliamidów i poliacetali. W celu poprawienia właściwości tribologicznych stosuje się różne dodatki do tych tworzyw. Wypełnienie tworzywa stałymi środkami smarnymi (np. grafit) zmniejsza współczynnik tarcia, jednakże zmniejsza także wytrzymałość. Wprowadzenie włókien szklanych (zbrojenia) zwiększa wytrzymałość, trwałość łańcucha, ścieralność, ale powoduje też zmniejszenie jego elastyczności i zwiększa współczynnik tarcia. Zawartość wody może zmniejszyć współczynnik tarcia. Cecha ta może być korzystna z punktu widzenia eksploatacji. Z tego punktu widzenia najodpowiedniejszym two-

rzywem do budowy ogniw łańcucha przenośnika mogą być poliamidy zbrojone. Przy współpracy z elementami metalowymi przenośnika elementy tworzywowe powinny spowodować zwiększenie ich żywotności. Łańcuchy metalowe powodują szybkie zużycie szczególnie blach dennych przenośników, prowadnic zwrotnych i kół napędowych. Zastosowanie do budowy łańcucha tworzyw sztucznych może prowadzić do całkowitego przeniesienia procesu zużycia na elementy tworzywowe. Przedstawione wyżej niedostatki konstrukcyjne i eksploatacyjne dotychczasowych rozwiązań przenośników zgrzebłowych były powodem podjęcia tych badań. Nowe rozwiązanie konstrukcyjne i wykonanie prototypu zostało poprzedzone opracowaniami teoretycznymi i badaniami stanowiskowymi.

### 2.3. HIPOTEZY TARCIA

Miarą tarcia jest siła lub moment wywołane tarcie. Ich wartość określa się przez pomiar wielkości sił lub momentów potrzebnych do pokonania tarcia przeciwdziałającego ruchowi. Opór tarcia określane jest zwykle wartością liczbową (współczynnikiem tarcia).

Tarcie występuje zarówno w spoczynku jak i w ruchu względem siebie stykających się ze sobą ciał. Dla celów metodologicznych dokonuje się często następującego podziału na rodzaje tarcia:

- a) zależnie od miejsca występowania - tarcie zewnętrzne (powierzchniowe) i wewnętrzne,
- b) zależnie od prędkości przemieszczania stykających się ciał - tarcie statyczne i ruchowe,
- c) zależnie od sposobu przemieszczania stykających się ze sobą ciał - tarcie ślizgowe (suwne), toczone (toczenia) i wiertne (wiercenia),
- d) zależnie od rodzaju styku ciał - tarcie czyste (w próżni), płynne i mieszane, gdzie dochodzi trzeci czynnik (smar, pył, powietrze, woda itp.).

Powstało wiele hipotez i teorii tarcia mieszanego - technicznie suchego, ślizgowego w warunkach otoczenia [14, 15, 29, 38, 51, 94, 127, 128, 167, 171, 217, 241, 277, 278, 287, 338, 354, 356]:

- a) teorie mechaniczne,
- b) teorie molekularne,
- c) teorie molekularno-mechaniczne.

Teorie mechaniczne opierają się na definicji, którą w 1699 roku podał Amontons [3]:

$$T = f_t \times N \quad (2.1)$$

gdzie:  $T$  - największa wartość siły tarcia przy zmianie siły zewnętrznej od zera do wartości powodującej ruch ciała,

$f_t$  - liczba (współczynnik) tarcia,

$N$  - nacisk (obciążenie normalne).

Wzór ten jest do dzisiaj używany w technicznych obliczeniach, mimo, że jest mało dokładny.

Angielscy fizyko-chemicy Bowden i Tabor [3] oparli swoją teorię tarcia na hipotezie uwzględniającej charakter plastyczny odkształceń na rzeczywistej powierzchni styku trących się ciał stałych. Współczynnik tarcia wg tej teorii jest wprost proporcjonalny do wytrzymałości na ścinanie bardziej miękkiego metalu ( $R_t$ ), a odwrotnie proporcjonalny do granicy plastyczności miękkiego metalu ( $P_q$ ).

$$f_t = R_t : P_q \text{ lub } T = S_s \times R_t \quad (2.2)$$

gdzie:  $S_s$  - pole rzutu powierzchni styku.

Niskiego współczynnika tarcia można oczekiwać więc od materiału, który posiada znikomą wytrzymałość na ścinanie i równocześnie dużą twardość.

Epifanow [14] rozwijając teorię Bowdena i Tabora założył, że ścinanie materiału przy przesuwaniu jednej powierzchni po drugiej następuje nie tylko w punktach rzeczywistego styku, lecz także na powierzchni  $S_o$ , kilkakrotnie przewyższającej sumaryczną powierzchnię styku rzeczywistego. Tarcia zewnętrznemu towarzyszy tworzenie się narostu na powierzchni trącej, co powoduje zmianę tarcia zewnętrznego na wewnętrzne, ponieważ efektem końcowym jest wewnętrzne ścinanie narostu.

$$T = S_o \times R_t \quad (2.3)$$

lub

$$T = R_{t0} \times S_o + k_t \times N \quad (2.4)$$

gdzie:  $R_{t0}$  - wytrzymałość na ścinanie,  
 $k_t$  - prędkość zmian naprężeń stycznych ze zmianą naprężeń normalnych,  $k_t = 0,01 \div 0,1$ .

Z kolei Ernst i Merchant [15] określili współczynnik tarcia z zależności:

$$f_t = R_{tsr} : HB + \text{tg } \theta \quad (2.5)$$

gdzie:  $R_{tsr}$  - średnia wytrzymałość na ścinanie dla całej rzeczywistej powierzchni styku,  
 $HB$  - twardość w jednostkach Brinella podpowierzchniowej warstwy,  
 $\theta$  - średni kąt zawarty między kierunkiem siły stycznej a rzeczywistą powierzchnią styku.

Teorie molekularne uwzględniają przede wszystkim wzajemne oddziaływanie pól sił atomowych lub cząsteczkowych trących powierzchni. Taką hipotezę wysunięto, gdy pomimo osiągnięcia znacznych gładkości powierzchni nie wyeliminowano dużych oporów tarcia.

Według Dieriągina [14] liczba tarcia statycznego wynosi:

$$f_{st} = t_g \times \alpha_{max} \quad (2.6)$$

gdzie:  $\alpha_{max}$  - największy kąt między kierunkiem ruchu, a styczną do wypukłości na powierzchni tarcia, którą cząsteczka współpracującego ciała musi pokonać.

Wtedy siła tarcia statycznego:

$$T_{st} = N \times t_g \times \alpha_{max} \quad (2.7)$$

lub w innej postaci:

$$T = f_t (N_o + N) \quad (2.8)$$

gdzie:  $N_o$  - wypadkowa siła przyciągania cząsteczkowego występującego między ciałami.

Obliczeniową liczbę tarcia można określić jako:

$$f_o = f_t \times [1 + (N_o : N)] \quad (2.9)$$

gdzie:  $f_t$  - rzeczywisty współczynnik tarcia.

Tomlinson podał teorię, w której przyjął, że tarcie jest rezultatem molekularnego oddziaływania powierzchni trących się ciał. Kragielski [14] dodał, że na rzeczywistych trących powierzchniach styku występuje mechaniczny opór ruchu, spowodowany zaczepianiem o siebie nierówności powierzchni oraz działaniem sił molekularnych, uwarunkowanych wzajemnym przyciąganiem członów lub cząstek trących ciał.

Do tej teorii nawiązuje również wzór Coulomba [3], który wprowadził modyfikację wzoru Amontonsa:

$$T = f_t \times N + A \quad (2.10)$$

gdzie:  $A$  - poprawka ze względu na działanie sił międzycząsteczkowych.

Bowden i Tabor uważają, że mechanizm tarcia tworzyw sztucznych jest taki sam jak metali, tzn. że współczynnik tarcia można określić jako stosunek wytrzymałości na ścinanie do granicy plastyczności tworzywa. Niemniej jednak w porównaniu z metalami, w których odkształcenia w obszarze styku są ściśle plastyczne - co powoduje proporcjonalność powierzchni rzeczywistego styku do obciążenia - tworzywa sztuczne jako ciała lepkosprężyste odkształcają się zależnie od geometrii powierzchni, obciążenia i czasu jego trwania.

Współczynnik tarcia tworzyw sztucznych często rośnie, podczas gdy obciążenie maleje. Knapton [15] przyczynę tego zjawiska tłumaczy miejscowym odkształceniem powierzchni styku, tzn., że wraz ze wzrostem obciążenia powierzchnia rzeczywistego styku nie będzie rosła proporcjonalnie do obciążenia.

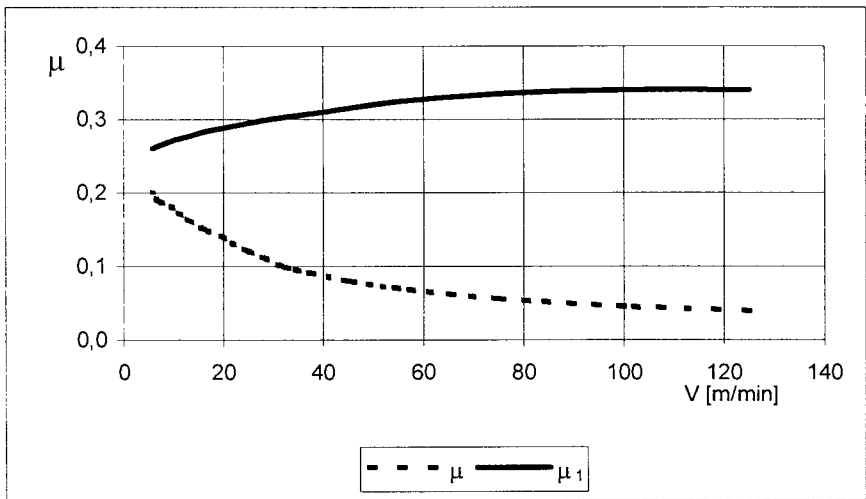
nia, lecz wolniej. Dlatego współczynnik tarcia przy rosnącym obciążeniu będzie malał. Dla opisu tego zjawiska użył on wzoru na siłę tarcia:

$$T = k_0 \times N^m \quad (2.11)$$

gdzie:  $k_0$  - stała zależna od powierzchniowych właściwości materiału,  
 $m$  - stała charakteryzująca lepkość sprężyste właściwości materiału,  
 $N$  - obciążenie normalne (nacisk).

Wzrost temperatury na powierzchniach trących powoduje zwykle wzrost współczynnika tarcia tworzyw

Według badań Mustafajewa [15] materiały smarne, zależnie od rodzaju tworzywa sztucznego, mogą zarówno obniżać jak i podwyższać własności cierne w miarę wzrostu nacisku. Prędkość poślizgu również ma wpływ na współczynnik tarcia, przy czym przebieg otrzymanych krzywych jest uzależniony od własności tworzywa sztucznego i np. dla poliamidów jest najczęściej przebieg zbliżony do przedstawionego na rysunku 2.16.



Rys. 2.16. Wpływ zależności współczynnika tarcia poliamidu po stali od prędkości poślizgu:  $\mu_1$  - tarcie bez smarowania,  $\mu$  - tarcie w obecności wody

Prowadzone przez Bursę [26] badania współczynnika tarcia tworzyw sztucznych po stali wykazały, że tworzą się ładunki elektrostatyczne rzędu kilkuset volt przy tworzywach termoutwardzalnych, a do kilku tysięcy volt przy poliamidzie. Zjawiska te powodują też zwiększenie współczynnika tarcia.

Pomimo postawienia wielu hipotez i określenia wzorów na obliczanie współczynników tarcia, nie można ich obliczyć w przypadku tworzyw sztucznych na podstawie znajomości cech fizycznych materiałów kojarzonych oraz ich cech powierzchniowych. Z tego powodu wartości współczyn-



ników tarcia dla tworzyw określa się zwykle eksperymentalnie. Wartości te dotyczą tylko tych warunków, w jakich dokonywano pomiarów.

W modelowaniu węzła tarcia istotny wpływ ma trzeci czynnik - produkt przenoszony przez łańcuch, a więc zboże, pyły zbożowe, kutyna i oczywiście woda. Wpływ wody na zmniejszenie współczynnika tarcia dla różnych tworzyw zależy od jej chłonności. Dla poliamidów może wynosić nawet kilka procent. Jest to dla nowej konstrukcji łańcucha zjawisko korzystne.

### 3. MODEL PROCESU PRZENOSZENIA ZIARNA

Przenoszenie produktów sypkich i ziarnistych w przenośnikach zabierakowych i zgrzebłowych zależy od wielu czynników związanych z właściwościami fizycznymi, chemicznymi i biologicznymi materiału, a także z parametrami konstrukcyjno-eksploatacyjnymi przenośnika.

Warunki procesu przenoszenia wynikają bezpośrednio z właściwości surowca i parametrów urządzenia. Rozwiązanie konstrukcyjne i wielkość przenośnika ma z kolei wpływ na warunki przenoszenia surowca [1, 7, 25, 102, 180, 202, 228, 245, 246, 247, 248, 249, 270, 272, 351].

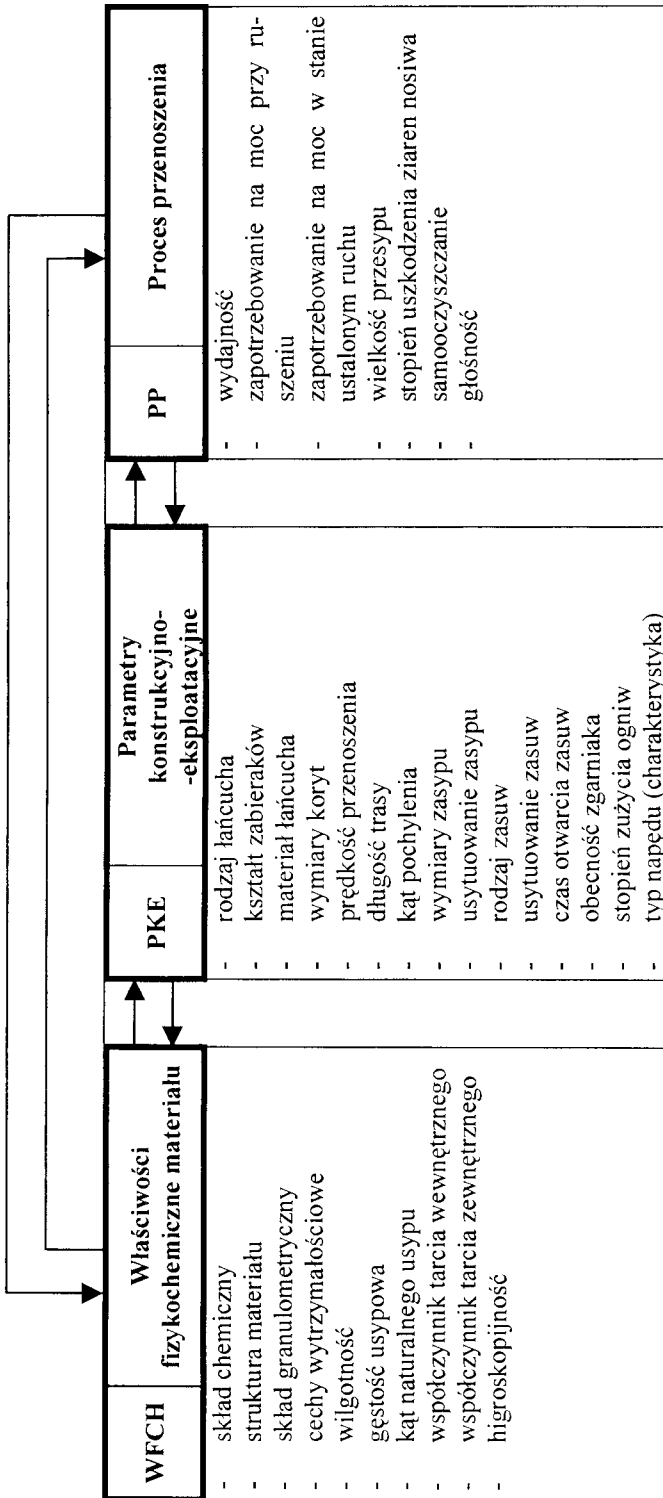
Model teoriomnogościowy obiektu (O) opisujący proces przenoszenia można przedstawić jako rodzinę zbiorów [228]:

$$O = \{WFCH, PKE, PP, Z\}$$

- zbiór WFCH obejmuje właściwości materiału przenoszonego,
- zbiór PKE obejmuje parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne przenośnika,
- zbiór PP obejmuje przebieg i jakość procesu przenoszenia,
- zbiór Z obejmuje relacje pomiędzy zbiorami WFCH, PKE i PP.

Wyznaczenie konkretnych zależności jest możliwe na podstawie badań empirycznych i stanowić może podstawę do optymalizacji procesu.

### Model teoriomnogościowego procesu przemieszczania



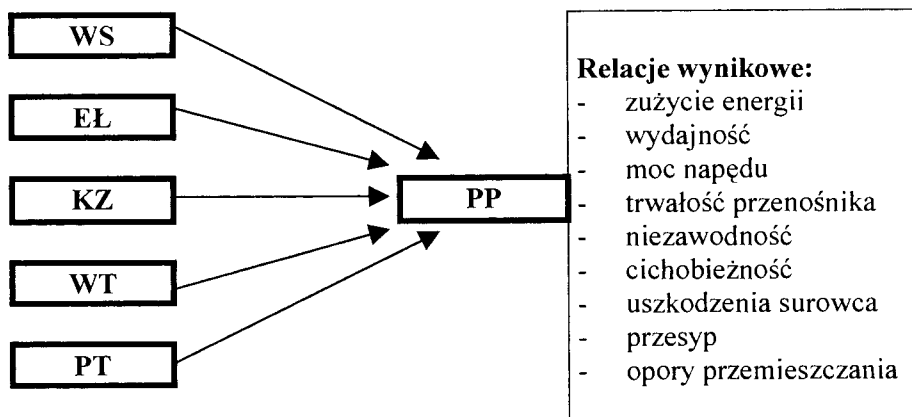
### 3.1. HIPOTEZA BADAWCZA

Przed przystąpieniem do badań postawiono hipotezę, że na proces przenoszenia PP decydujący wpływ mają:

właściwości surowca	WS,
elastyczność łańcucha	EŁ,
kształt zgarniaka	KZ,
rodzaj węzła tribologicznego	WT,
prędkość transportu	PT.

Uzyskanie lepszych niż dotychczasowe relacji wynikowych wymaga całkowicie nowego podejścia do idei i konstrukcji przenośnika przy zachowaniu jako niezmiennej jedynie właściwości surowca (WS). Uzyskanie większej elastyczności cięgna (EŁ) i zmniejszenia oporów ruchu w węzłach tribologicznych (WT) zmusza do sięgnięcia po inne niż metalowe tworzywa konstrukcyjne. W tym samym kierunku zmierza zwiększenie prędkości transportu (PT) możliwe w przypadku cięgna lżejszego i o mniejszych oporach ruchu niż dotychczasowe. Zmiana kształtu zgarniaka (KZ) wynika z dużych oporów przy rozruchu z pełnym korytem w dotychczasowym rozwiązaniu i też jest możliwa do realizacji w technologiach stosowanych w przetwórstwie tworzyw sztucznych.

Przyjęte współzależności nie były dotychczas zbadane w odniesieniu do transportu zboża.



#### Właściwości surowca WS

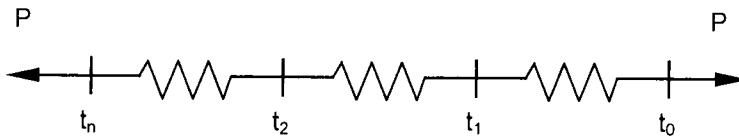
Jako surowce sypkie i ziarniste modelowe w badaniach procesowych stosowane są najczęściej specjalnie przygotowane i selekcjonowane kuleczki z materiałów niepodatnych na wpływy zewnętrzne. W badaniach urządzeń przemysłu zbożowego jako materiał modelowy przyjmuje się zwykle ziarno pszenicy o znanej wilgotności, gatunku i pochodzeniu.

Surowcem modelowym w niniejszych badaniach była pszenica GRA-NA o wilgotności  $8 \div 12\%$ . Z badań Molendy i Horabika [132, 133, 134] wynika, że w granicach tych wilgotności różnice w wartości liczbowej współczynnika tarcia są znikome, a ziarno jest twarde, sprężyste i mało podatne na uszkodzenia mechaniczne.

### Modelowanie elastyczności łańcucha EŁ i kształtu zgarniaków KZ

Z dotychczasowych badań wynika, że wydłużenie łańcucha tworzywowego pod wpływem obciążenia rozciągającego może być istotnie większe od stalowego. Nie można więc modelować takiego łańcucha jako pręta sztywnego lub jako szeregu odcinków sztywnych o określonych masach skupionych [68].

Odształcenia sprężyste dla łańcucha tworzywowego w warunkach maksymalnych obciążeń roboczych mogą osiągać wartość do  $3 \div 4$  mm/m. Przy długości przenośnika wynoszącej, np. 50 m wydłużenie sumaryczne może dochodzić do 200 mm (0,2 m). W zakresie eksploatacyjnych prędkości ciągnia opóźnienie czasowe ruszenia ostatniego ogniwa może dochodzić do 1 s (przy minimalnych przewidywanych prędkościach transportu) (rys. 3.1).



Rys. 3.1. Opóźnienia przy rozruchu przenośnika z łańcuchem tworzywowym

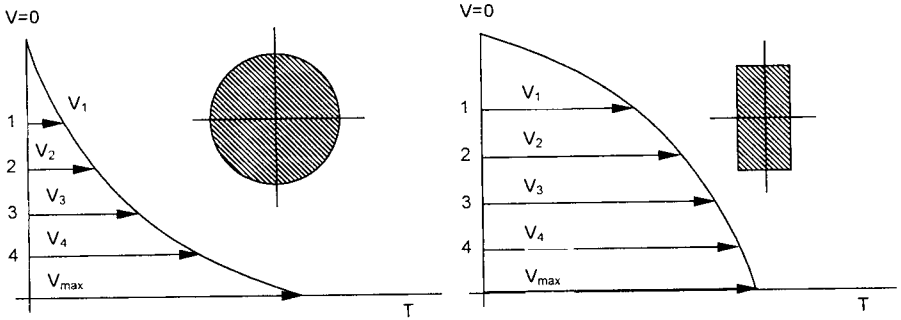
Przy krótszych ciągnach i większych prędkościach opóźnienie to będzie odpowiednio mniejsze.

Opóźnienia rozruchu nosiwa (a szczególnie jego górnej warstwy) mogą być dodatkowo zwiększone z uwagi na kształt zabieraków (rys. 3.2); zabieraki walcowe w łańcuchu tworzywowym mają mniejsze opory ruchu w złożu sypkim niż powszechnie dotąd stosowane zabieraki prostopadłościennie.



Rys. 3.2. Opory ruchu zabieraków

Zabierak walcowy rusza w złożu płynniej niż prostopadłościenny, może mieć jednak tendencję do unoszenia się ponad dnem. Może też być przyczyną większego opóźnienia czasowego ruszenia kolejnych warstw złoża (rys. 3.3) [43, 55, 75, 87].



Rys. 3.3. Prędkości osiągane przez kolejne warstwy nosiwa po czasie  $T$  w momencie rozruchu (pierwsza rusza warstwa przydenna wypełniająca łańcuch)

Kumulowanie się tych spodziewanych zjawisk powinno spowodować w efekcie znaczne zwiększenie płynności rozruchu przenośnika z łańcuchem tworzywowym wraz z nosiwem w korycie, w stosunku do przenośnika z łańcuchem stalowym. Można przewidywać też możliwość stosowania napędów o mniejszej mocy, gdyż nadwyżka potrzebna na pokonanie oporów w fazie rozruchu może być mniejsza.

Badania stanowiskowe w pełni to potwierdziły, a model symulacyjny fazy rozruchu pozwala na praktyczne wykorzystanie zaobserwowanych zjawisk w celu optymalizacji doboru przenośników i minimalizacji mocy napędu.

### Prędkość transportu PT

Zjawiska dynamiczne związane z przenoszeniem produktów sypkich i ziarnistych w przenośnikach zgrzebłowych mogą już zachodzić przy prędkości 0,5 m/s.

Procesy te będą szczególnie groźne, w stanach awaryjnych przy rozruchu z pełnym zasypem koryta. Badania zjawisk w tym obszarze uznano za szczególnie ważne dla przenośnika z ciągnem tworzywowym.

### Modelowanie węzła tribologicznego WT

Tarcie jest jednym z najbardziej powszechnych zjawisk fizycznych towarzyszących ruchowi. Ocenia się, że ok. 1/3 całej energii wytwarzanej na świecie zużywa się na pokonywanie oporów tarcia.

W większości przypadków tarcie jest zjawiskiem negatywnym, ze względu na swój destrukcyjny wpływ na pracę elementów i zespołów maszyn. Niekiedy jednak jest zjawiskiem pożądanym, np. w sprzęgłach ciernych, hamulcach i innych urządzeniach, w których przenosi się napęd wykorzystując zjawisko tarcia. W przenośniku ideałem byłoby istnienie tarcia jedynie w nosiwie i między nim a łańcuchem.

### 3.3. MODEL MATEMATYCZNY PRACY PRZENOŚNIKA

Opracowany model matematyczny pracy przenośnika z ciągnem tworzywowym opiera się na wcześniejszych badaniach [3, 21, 56, 61, 82, 88, 136, 138, 172, 175, 182, 189, 200, 201, 282, 346, 347, 350], w tym również autora w zakresie badań stanowiskowych i eksploatacyjnych prototypu przenośnika z łańcuchem wykonanym z ogniów tworzywowych (według własnego patentu) [355].

#### Dane zastosowane w modelu

Przyjęty model matematyczny pozwala na wprowadzenie dużej liczby parametrów, co powinno umożliwić dokładne modelowanie pracy przenośnika. Podstawowe dane modelu i ich opis przedstawiono poniżej:

- $P_{z\text{nam}}$  - moc znamionowa silnika napędowego,
- $n$  - przełożenie przekładni,
- $L_{\text{og}}$  - długość ogniwa łańcucha,
- $N$  - ilość boków wielokąta napędzającego łańcuch,
- $m_1$  - masa łańcucha i nosiwa (na jednostkę podziału),
- $m_2$  - masa ciągną (na jednostkę podziału),
- $I_n$  - masowy moment bezwładności koła napędowego,
- $I_b$  - masowy moment bezwładności koła napinającego,
- $C_{\text{ud}}$  - stała sprężystości uderzeniowej łańcucha (na jednostkę podziału),
- $C_{\text{tl}}$  - stała sprężystości tłumionej łańcucha (na jednostkę podziału),
- $C_{\text{et}}$  - stała tłumienia łańcucha (na jednostkę podziału).

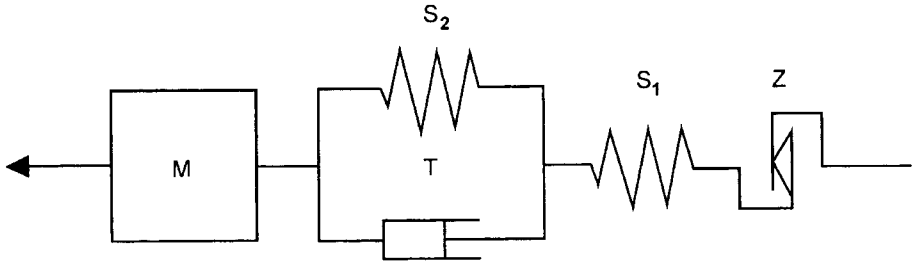
Ponadto przyjmuje się parametry sterujące dokładnością obliczeń i skalą czasu:

- $h$  - krok (przedział czasu) dla całkowania układu różniczkowych równań ruchu,
- $K_{\text{rt}}$  - liczba kroków uwzględniana na jeden punkt analizy przedstawiony na monitorze,
- $I_{\text{it}}$  - ilość iteracji dla jednego rozwiązania układu równań algebraicznych.

#### Budowa modelu elementarnego

Sprężystość w modelu została podzielona na dwie części: podlegającą tłumieniu i nietłumioną. Zastosowanie zderzaka w modelu powoduje że łańcuch może być tylko rozciągany.

Model reologiczny odcinka łańcucha uzyskano łącząc szeregowo model doskonale sprężystego ciała Hooke'a z lepkosprężystym modelem Kelvina-Voigta (rys. 3.4).



Rys. 3.4. Model odcinka łańcucha przenośnika: M - masa odcinka elementarnego,  $S_1$ ,  $S_2$  - sprężyny, T - tłumik, Z - zderzak

Model ten wynika bezpośrednio z cech użytych polimerowych tworzyw konstrukcyjnych, głównie poliamidów zbrojonych, oraz z przyjętej koncepcji i przewidywanych warunków pracy łańcucha.

Stała  $C_{ud}$  reprezentuje sprężystość natychmiastową, nietłumioną i nieopóźnioną. Jej wartość charakteryzuje odpowiedź łańcucha na gwałtowne, skokowe obciążenia:

$$C_{ud[i]} = \frac{E_{u(i)} \cdot S_{[i]}}{L_{[i]}} \quad (3.1)$$

gdzie:  $E_u$  - współczynnik sprężystości uderzeniowej tworzywa,  
 $S$  - przekrój poprzeczny łańcucha,  
 $i$  - kolejny element łańcucha, np.: ogniwo,  
 $L_{[i]}$  - długość i-tego elementu.

Stała  $C_{tl}$  odpowiada tej części zachowań tworzywa, która umożliwia relaksację odkształceń i naprężeń:

$$C_{tl} = \frac{E_{tl(i)} \cdot S_{[i]}}{L_{[i]}} \quad (3.2)$$

gdzie:  $E_{tl}$  - współczynnik sprężystości tłumionej tworzywa.

Tłumienie wyraża zależność oporów odkształcenia od prędkości odkształcenia. W opisywanym modelu przyjęto, że siła pochodząca od tłumienia jest proporcjonalna do prędkości odkształcania. Współczynnikiem tej proporcjonalności jest stała  $C_{et}$ :

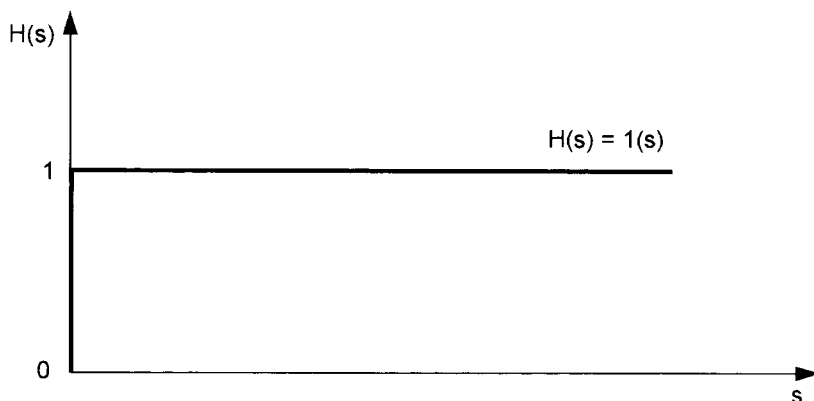
$$C_{et(i)} = \frac{\eta_{v(i)} \cdot S_{[i]}}{L_{[i]}} \quad (3.3)$$

gdzie:  $\eta_v$  - stała tłumienia tworzywa łańcucha.

Przedstawiony na schemacie zderzak oznacza, że siły w przedstawionym modelu mogą być przenoszone tylko w jednym kierunku - łańcuch tylko rozciągany.



W dalszych zależnościach cecha ta jest uwzględniona za pomocą funkcji Heviside'a, która matematycznie opisuje przenoszenie sił w cięgnię tylko w jednym kierunku (rys. 3.5).

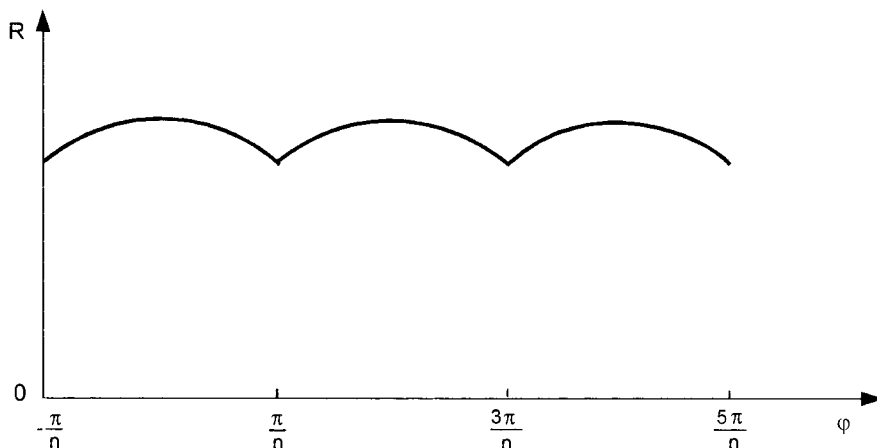


Rys. 3.5. Funkcja Heviside'a:  $H(s)$  - wartość funkcji,  $S$  - napięcie wstępne

Przyjęcie, że funkcja Heviside'a jest równa 1 oznacza, że w łańcuchu istnieje napięcie wstępne wystarczające dla zrównoważenia wszystkich możliwych sił pojawiających się w czasie ruchu przenośnika. Oznacza to, że luz w cięgnię w takim przypadku nigdy nie wystąpi.

Jeśli wartość funkcji Heviside'a jest równa 0, to wówczas mamy przypadek łańcucha bez napięcia wstępnego. Modelowanie tych dwu przypadków skrajnych określa obszar rozwiązań z pośrednimi wartościami napięcia wstępnego w łańcuchu.

Napęd wielokątem powoduje (wymusza) niejednostajność ruchu łańcucha przenośnika (rys. 3.6).



Rys. 3.6. Tętnienie w łańcuchu:  $R$  - rzeczywisty promień zejścia łańcucha,  $\varphi$  - kąt obrotu bębna napędowego,  $n$  - ilość boków wielokąta (ilość zębów koła napędowego)

Niejednostajność ta występuje wzdłuż łańcucha i na kierunku promienia koła napędowego. Obie składowe wpływają na wypadkowy ruch łańcucha. Jednak praktycznie wszystkie bezwładności mas i opory ruchu zdecydowanie dominują na kierunku stycznym do łańcucha. Z tego powodu zaniechano w dalszych rozważaniach rozpatrywania zjawisk związanych z przemieszczeniami elementów łańcucha wzdłuż promienia koła napędowego. Zależność prędkości łańcucha od prędkości obrotowej bębna napędowego przedstawia wzór:

$$x_1 = \dot{\phi}_1 \cdot R_{\max} \cdot \sin \left[ \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{i} + \phi - \text{Int} \left( \frac{\phi \cdot i}{2\pi} \right) \cdot \frac{2\pi}{i} \right] \quad (3.4)$$

gdzie:  $\text{Int}(\dots)$ - funkcja powtarzająca cyklicznie analizę przemieszczeń po przejściu kolejnego boku wielokąta,

$x_1$  - chwilowa prędkość zejścia ogniwa z wierzchołka wielokąta koła napędowego,

$\dot{\phi}_1$  - chwilowa prędkość kątowa koła napędowego,

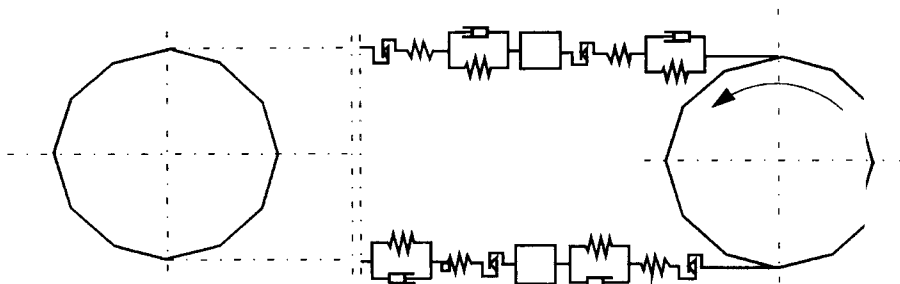
$\phi$  - kąt obrotu koła napędowego,

$i$  - ilość boków wielokąta.

oraz:

$$R_{\max} = \frac{L_{\text{og}}}{2 \sin \left( \frac{\pi}{i} \right)} \quad (3.5)$$

Masę elementarnego odcinka łańcucha  $m_i$  określono jako sumę masy odcinka łańcucha i nosiwa na tym odcinku dla ciągu roboczego i masę odcinka łańcucha dla ciągu powrotnego. Założono, że masę łańcucha można podzielić na dowolną liczbę części, np. odpowiadającą rzeczywistej osi ogniwa. Model uzupełniono przez dodanie dwóch kół: napędowego i najniżającego łańcuch. Poza parametrami geometrycznymi charakteryzującymi masowe momenty bezwładności  $I_n$  i  $I_b$ . Tak utworzony model przenośnika łańcuchowego przedstawiono na rysunku 3.7.



Rys. 3.7. Model przenośnika łańcuchowego

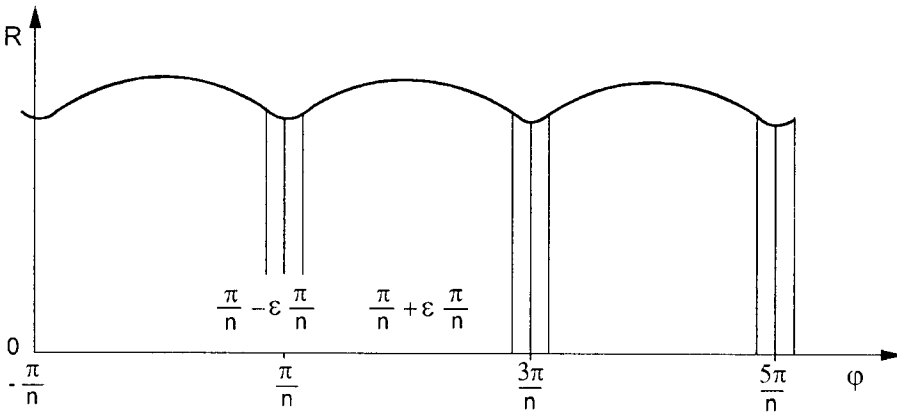
Funkcja prędkości opisująca tętnienie napędu posiada cykliczne powtarzające się ostrza. Są one przyczyną nieciągłości modelu matematycznego.

Po przejściu ostrza wynik jest nieprawdziwy, jednak rozpędzone masy wymuszają (korygują) dalszy i względnie poprawny ruch układu. Z tego powodu właściwą metodą rozwiązania układu równań jest sposób uwzględniający drobny stały krok i brak planowania dalszego przebiegu rozwiązania na podstawie kroków poprzednich. Należy tu zauważyć, że błąd pojedynczego chwilowego stanu modelu jest określony tutaj tylko dokładnością rozwiązania końcowego układu równań. Problem „ostrza” ukazuje jako podstawowy błąd ewolucji pomiędzy poszczególnymi, wyliczonymi stanami modelu. Błąd ten zmniejsza się wraz ze zmniejszaniem kroku (przyrostu czasu) w symulacji. W modelowaniu uznawano daną wielkość kroku za wystarczająco małą, jeśli nie stwierdzono znaczących zmian postaci rozwiązania przy zmianie kroku o rząd wielkości, tzn. osiągnano stabilność rozwiązania względem długości stosowanego kroku.

W przedstawionym rozwiązaniu krok ten wynosił  $10^{-6}$  do  $10^{-3}$  [s], w zależności od parametrów przenośnika. Długość kroku rosła ze wzrostem elastyczności cięgna.

Aby uzyskać bardziej stabilne przejścia pomiędzy rozwiązaniami dla kolejnych boków wielokąta wykonano zabieg „zaokrąglenia ostrza”.

Na względnie niewielkim obszarze funkcji, w okolicy punktu nieciągłości, zastąpiono ją stycznie wprowadzoną parabolą (rys. 3.8). Spowodowało to zdecydowanie większą stabilność uzyskiwanych rozwiązań bez zmiany ich generalnego charakteru. Jest to oryginalne rozwiązanie autora możliwe do zastosowania przy modelowaniu zjawisk o podobnym przebiegu.



Rys. 3.8. Zaokrąglenie ostrzy funkcji tętnienia w łańcuchu:  $\epsilon$  - udział wyokrąglenia w przedziale jednego boku wielokąta

Rozwiązaniem dla modelu jest układ równań, którego plan i zawartość komórek planu przedstawiono w Załączniku 1.



## **4. KONCEPCJA PRZENOŚNIKA Z ŁAŃCUCHEM TWORZYWOWYM**

Według teorii modelu teoriomnogościowego procesu transportu ziarna powstała nowa koncepcja przenośnika z łańcuchem wykonanym z tworzyw sztucznych. Zapewnia ona wypełnienie założeń modelu, gdyż pozwala na stworzenie ciągła roboczego:

- lekkiego i elastycznego,
- o małym współczynniku tarcia po stali,
- o dużej powtarzalności wymiarów,
- pozbawionego niedogodności korozji,
- o powtarzalnych ogniwach o zoptymalizowanym kształcie,
- pozbawionego tradycyjnych zgarniaków.

Badania zmierzające do pełnego poznania możliwości nowej koncepcji przenośnika podzielono na:

1. Wybór i badania tworzyw konstrukcyjnych.
2. Opracowanie kształtu i badania ogniwa łańcucha.
3. Badania przenośnika.
4. Badania zasuw i zjawiska przesypu.
5. Badania symulacyjne.

### **4.1. METODYKA I WARUNKI BADAŃ**

#### **4.1.1. Wybór tworzyw na ogniwa przenośnika**

##### **Badania wytrzymałościowe**

Wybrane tworzywa badano na rozciąganie na typowych kształtkach wioselkowych (według PN-81/C-89034) na seriach składających się z 15 kształtek. Uzyskane wyniki służyły do weryfikacji danych katalogowych w zakresie wytrzymałości doraźnej i wydłużenia przy zerwaniu. Badania przeprowadzono w Laboratorium Wytrzymałości Materiałów na Wydziale Mechanicznym ATR w Bydgoszczy przy użyciu maszyny wytrzymałościowej ZD-40.

##### **Badania tribologiczne**

Celem tych badań było określenie różnic w zużywaniu się ciernym w funkcji obciążenia wybranych tworzyw w skojarzeniu z przeciwpróbką stalową (badania na zacieranie). Badania te wykonano na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej według przyjętej tam metodyki na tribometrze PT-3.

Badania w obecności pyłu zbożowego wykonano w ATR według metodyki autora i na zbudowanym według jego projektu urządzeniu [346]. Miały one charakter porównawczy dla wybranych tworzyw i służyły określeniu

wpływu pyłu zbożowego na zmiany oporów ruchu (współczynnik tarcia) w parach tworzywo-stal.

#### **4.1.2. Badania ogniw łańcucha**

##### **Badania wytrzymałościowe ogniw**

Dla określenia dopuszczalnych obciążeń skonstruowanego łańcucha tworzywowego określania wymagała wytrzymałość ogniw - czyli wytrzymałość tworzywa w gotowym wytworze. Badania te przeprowadzono na seriach po pięć ogniw na maszynie wytrzymałościowej ZD-40 wyposażonej w uchwyty specjalne, umożliwiające obciążanie ogniw przez sworznie - tak jak to ma miejsce w łańcuchu.

##### **Badania wytrzymałościowe ogniw w temperaturach ekstremalnych**

Badania prowadzone w temperaturze otoczenia powtórzono dla wybranych tworzyw w temperaturach ekstremalnych pracy łańcucha tzn.  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$  na maszynie wytrzymałościowej Instron, wyposażonej w urządzenie termostatyczne.

Temperatury pomiaru:  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Liczność serii: 3 sztuki.

Mierzono siłę przy zniszczeniu i odkształcenia wzdłużne.

##### **Badania zmęczeniowe ogniw**

Badania te miały na celu określenie wytrzymałości ogniw poddanych cyklicznemu obciążaniu osiowemu.

Badania zmęczeniowe ogniw przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej Instron 8501 wyposażonej w zestaw uchwytów specjalnych. Odkształcenia ogniw mierzono ekstensometrem Instron 2620 z użyciem przetworników AC/CA.

Parametry badań - realizowane na stanowisku badawczym - programowano w oparciu o naprężenia mierzone na przenośniku przy rozruchu i stosowne obliczenia.

Częstotliwość wymuszeń odkształceń ogniw była na stanowisku badawczym znacznie większa - 6 Hz niż w rzeczywistości - max 0,1 Hz. Pomiaru przerywano, gdy temperatura trzonu ogniwa przekraczała  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  i wznawiano przy temperaturze  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Analiza rzeczywistego obciążenia ogniw pozwoliła na określenie zmienności wielkości obciążenia uwzględniając napięcie wstępne łańcucha, jego masę, obciążenia ogniw przy przechodzeniu przez koła napędowe oraz napięcie dynamiczne wynikające z pracy łańcucha. Ze względu na cel badań - jakościowych - przyjęto jako modelowe obciążenie sinusoidalnie zmienne o parametrach: obciążenie średnie odpowiadające eksploatacyjnemu, amplituda odpowiadająca obciążeniu maksymalnemu.

Dane z badań stałoaamplitudowych pozwoliły na określenie zakresu zmienności dla programu badań o stopniowo narastającej amplitudzie.

Przyjęto, iż na pierwszym stopniu obciążenia maksymalna jego wartość będzie wynosiła  $P_{\max} = 2 \text{ kN}$ , co odpowiada naprężeniu maksymalnemu w trzonie ogniwa  $\sigma_{\max} = 3,32 \text{ MPa}$ . Wartość tę przyjęto także jako równą przyrostowi obciążenia na kolejnych stopniach. Liczbę cykli w kolejnych stopniach przyjęto równą 5000.

Rejestrowane sygnały podlegały przeliczeniu pozwalającemu na określenie pętli histerezy, jej pola reprezentującego energię dyssypowaną oraz na obliczenie energii odkształcenia sprężystego. Na podstawie tych badań można wstępnie ocenić żywotność łańcucha wykonanego z różnych tworzyw i porównać stosowane tworzywa pod względem przydatności na elementy obciążane zmęczeniowo.

### **Stanowiskowe badania zużyciowe**

Badania zużywania się ogniw prowadzono na zaprojektowanym przez autora i wykonanym w Zakładzie Aparatury Chemicznej i Spożywczej ATR specjalnym symulatorze pracy pary sworzeń stalowy - ogniwo tworzywowe. Stanowisko pozwalało na długotrwałe obciążanie osiowe ogniwa i jednoczesne przemieszczanie kątowe jednego sworznia o kąt maksimum  $60^\circ$  (jak przy napędzie kołem o sześciu zębach).

Badaniom tym poddawano po trzy losowo wybrane ogniwa z różnych tworzyw określając zużycie wzdłużne tulei i wydłużenia chwilowe oraz trwałe ogniw.

#### **4.1.3. Badania stanowiskowe przenośnika**

Łańcuchy metalowe były badane przez licznych autorów [96, 97, 100, 106, 108, 111, 118, 125, 132, 134, 135, 141, 142, 161, 164, 165, 199, 208, 215, 222, 224, 230, 242, 244, 268, 274, 284, 302]. W niektórych pracach są też informacje na temat użytej aparatury i rozwiązań stanowisk badawczych.

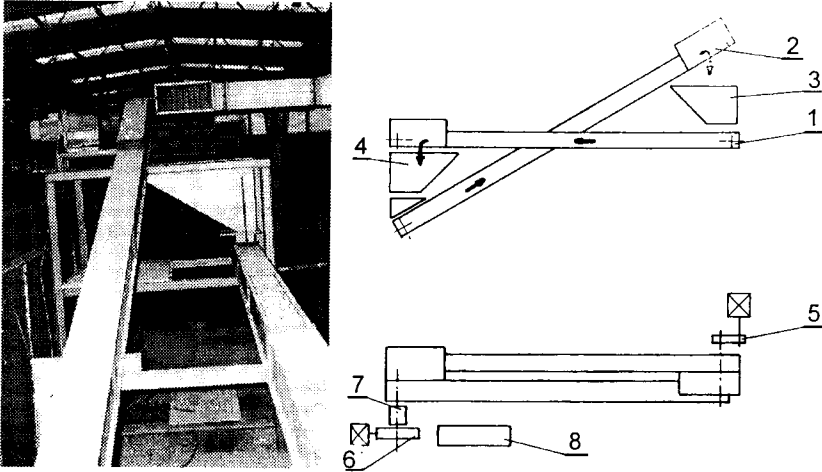
Dla przeprowadzenia badań łańcucha tworzywowego zaprojektowano i zbudowano specjalne stanowisko badawcze (rys. 4.1), pozwalające na badania pracy łańcucha w warunkach zbliżonych do eksploatacyjnych (z surowcem).

W budowie stanowiska wykorzystano koryto przenośnika SPR 3050 („Spomasz” Ostrów Wlkp.) ze zmianami umożliwiającymi użycie łańcucha tworzywowego. Bezstopniowy napęd tego przenośnika umożliwiał uzyskanie prędkości do 1.2 m/s, a momentomierz zabudowany na wale silnika pozwalał na pomiar rzeczywistego obciążenia. Stanowisko wyposażone było też w licznik cykli i rzeczywistego czasu pracy.

Zbiorniki zasypowy i odbiorczy umieszczone przed i za przenośnikiem badanym połączone były skośnym przenośnikiem (SPR 5050), co pozwalało

na ciągle zasilenie przenośnika badanego. Próby prowadzono z ziarnem pszenicy GRANA, której w obiegu było około 600 kg.

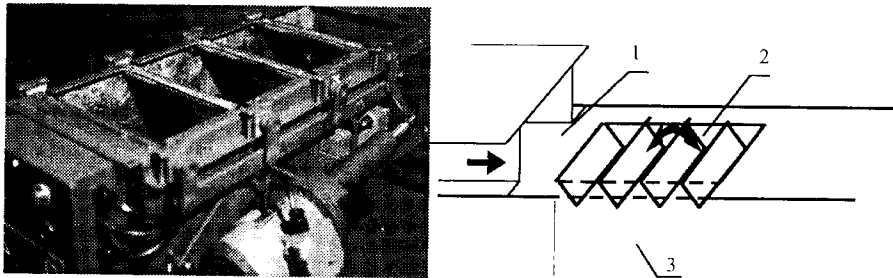
Stanowisko to pozwalało też na badania zasuw, weryfikację długości otworów wysypowych i ocenę wielkości przesypu.



Rys. 4.1. Stanowisko badawcze łańcucha: 1 - przenośnik badany, 2 - przenośnik nawrotny, 3 - zbiornik zasypowy, 4 - zbiornik odbiorczy, 5 - napęd przenośnika zwrotnego (stały), 6 - napęd przenośnika badanego (sterowany), 7 - momentomierz, 8 - panel sterujący

## Badania zasuw

Badania porównawcze dotychczas stosowanych powszechnie zasuw poprzecznych i podłużnych z zaprojektowaną przez autora segmentową zasuwą żaluzjową (rys. 4.2) wykazały, że uciążliwe zjawisko przesypu przestaje istnieć przy jej zastosowaniu [339, 345, 349].



Rys. 4.2. Schemat działania i widok zasuw segmentowej żaluzjowej: 1 - dno przenośnika, 2 - zasuw, 3 - wysyp

Przed zmontowaniem łańcucha wszystkie ogniwa zostały dokładnie pomierzone i trwale ponumerowane. Wyniki pomiarów zebrano w protokołach badań [2, 74, 168, 186].

Badania stanowiskowe prowadzono na specjalnym stanowisku zaprojektowanym przez autora. Pozwalało ono na badania modelu z ciągłym

obiegami nosiwa (pszenica GRANA konsumpcyjna odpowiadająca normie BN-88/9131-04).

W łańcuchu zmontowano 560 ogniwi połączonych sworzniami stalowymi o średnicy 16 mm. Przed montażem wszystkie ogniwa i sworznie zostały trwale oznakowane oraz pomierzone według schematów (rys. 4.3 i rys. 4.4).

Po wynikających z przyjętej metodyki okresach pracy pobierano ogniwa i sworznie do badań według tablicy liczb losowych. Ogniwa nieuszkodzone wracały do łańcucha; ogniwa po badaniach niszczących były zastępowane nowymi. Gdy pobór losowy następnych ogniwi trafił na już badane - losowanie powtarzano.

Łącznie pobrano osiem próbek po upływie: 100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1500, 2000 godzin.

Następnie na podstawie pomiarów obliczono:

$\bar{L}$ ,  $\bar{D}$ ,  $\bar{g}$  - średnie wartości parametrów badanych,

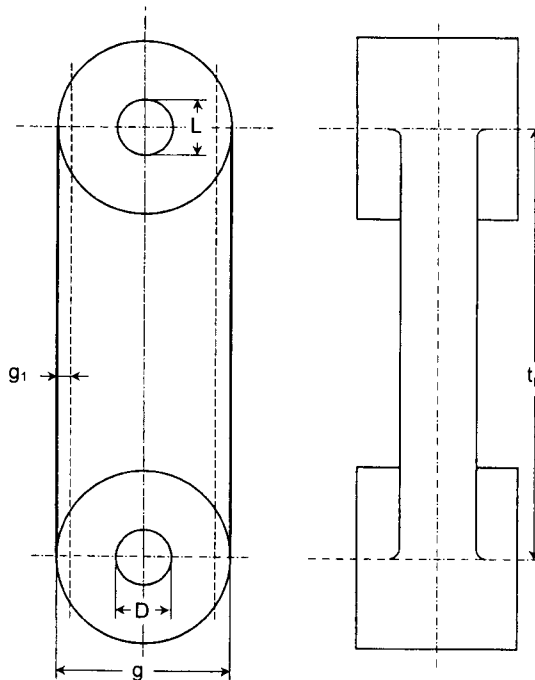
$\sigma_n$ ,  $\sigma_{n-1}$ ,  $\Sigma_n$ ,  $\Sigma_n^2$  - dla wszystkich rodzajów parametrów, korzystając ze wzorów:

$$\bar{z} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n z_k \quad (4.1)$$

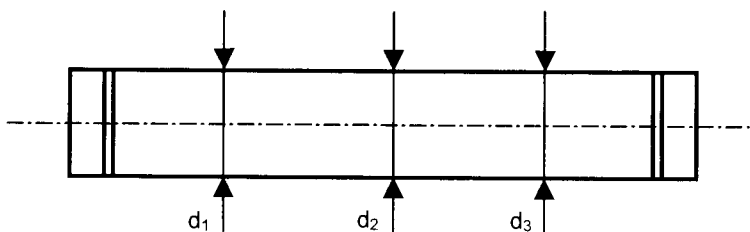
$$\sigma_n = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (z_k - \bar{z})^2}{n}} \quad (4.2)$$

$$\sigma_{n-1} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (z_k - \bar{z})^2}{n-1}} \quad (4.3)$$





Rys. 4.3. Schemat pomiaru ogniwa



Rys. 4.4. Schemat pomiaru sworznia

### Badania prędkości dopuszczalnej łańcucha i wydajności przenośnika

Na opisanym stanowisku badano wydajność przenośnika w funkcji prędkości transportu wybranego surowca, którym była pszenica GRANA.

Stanowisko umożliwiało pomiary chwilowe - mimo konstrukcji umożliwiającej obieg surowca - przy najwyższych prędkościach (1,2 m/s) czas pomiaru nie przekraczał 10 minut. Dla każdej prędkości od 0,2 do 1,2 m/s (co 0,2 m/s) pomiary powtarzano pięciokrotnie. Badania te umożliwiają też ocenę zachowania całej konstrukcji (drżania głośność) i ustalenie długości otworów wysypowych.

## **Badania uszkodzeń mechanicznych ziarna**

Badania prowadzono na próbkach pobieranych ze zbiornika stanowiska badawczego po upływie 50, 100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1500 i 2000 godzin. Badania prowadzono też osobno na próbkach pobieranych ze zbiorniczka przesypowego umieszczonego pod stacją napędową. Przeprowadzono je zgodnie z PN-69/R-74016, PN-R-74015 i PN-R-74103.

## **Badania głośności przenośnika**

Badania prowadzono na zestawie PSI 202 na skali A [119, 239]. Określano w ten sposób głośność przenośnika z łańcuchem stalowym (wersja produkcyjna SPR3050 o prędkości transportu 0,3 m/s) oraz przenośnika z łańcuchem tworzywowym w zakresie prędkości transportu od 0,2 do 1,2 m/s.

## **Badania konstrukcji zasuw**

Na stanowisku badano sprawność działania typowych zasuw poprzecznych i wzdłużnych z napędem ręcznym i elektrycznym oraz - opracowanej przez autora - nowego typu zasuw żaluzjowej z napędem ręcznym i elektrycznym. Przedmiotem badań porównawczych było zjawisko przesypu i możliwość pracy zasuw przy długich otworach wysypowych koniecznych przy prędkościach przewidywanych dla nowego przenośnika.

### **4.1.4. Badania eksploatacyjne przenośnika**

Na wybranym prototypie przenośnika z łańcuchem tworzywowym (O2PHO) zainstalowanym w magazynie PZZ w Rogowie k/Żnina autor powtórzył badania wydajności transportu i zużywania się elementów ogniw - podobnie jak w badaniach stanowiskowych.

### **4.1.5. Badania symulacyjne pracy przenośnika z ciągnem tworzywowym**

Badania te prowadzono na oryginalnym programie komputerowym pracy przenośnika w zakresie prędkości od 0,2 do 1,2 m/s, długości od 10 do 70 m i przy pełnym obciążeniu nosiwem (pszenica GRANA). Na podstawie uzyskanych charakterystyk można dobrać minimalną moc silnika potrzebnego do napędu przenośnika w najtrudniejszych warunkach pracy (rozruch z pełnym korytem). Wyniki tej symulacji zweryfikowane zostały w badaniach pracy przenośników z serii prototypowej.

## 4.2. WYBÓR I BADANIA CECH TWORZYW KONSTRUKCYJNYCH

Na podstawie wyników badań licznych autorów [26, 35, 45, 59, 60, 77, 79, 90, 143, 151, 157, 162, 184, 203, 205, 213, 220, 227, 259, 288, 358] przyjęto czynniki decydujące o wyborze tworzyw i dokonano ich wstępnego doboru:

- wytrzymałość na rozciąganie,
- odporność na zginanie,
- udarność,
- odporność na pełzanie,
- niski współczynnik tarcia po stali,
- cena i dostępność tworzywa,
- właściwości przetwórcze.

Tworzywa wybrane do badań zestawiono w tablicy 4.1.

Oceniano rzeczywistą wytrzymałość w stosunku do deklarowanej, wydłużenie przy zerwaniu, wydłużenie trwałe, rodzaj zerwania i powtarzalność wyników.

Największą powtarzalność wyników i najwyższy procent wytrzymałości w wytworze do deklarowanej uzyskano dla Ultramid B3G6, Itamidu 350, Hostaformu C 9020 i Durethanu BKV50H. Do dalszych badań wybrano oba Itamidy (najtańsze), Hostaform C9020, i dla najwyższych obciążeń Durethan BKV50H o najwyższej wytrzymałości doraźnej ale też wysokiej cenie i trudnych warunkach przetwórstwa.

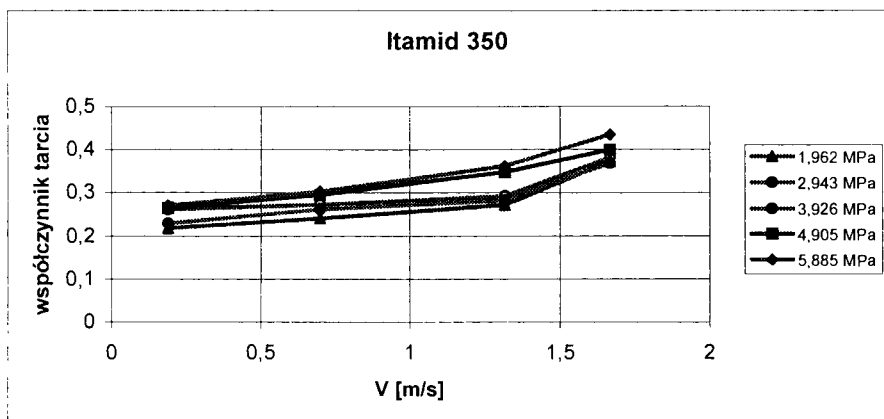
Na dokonany wybór wpłynęły również wyniki badań na zacieranie [27, 255, 275, 276, 291] wykonane przez autora na tribometrze PT-3 (Wydział Mechaniczny Politechniki Gdańskiej) pod obciążeniem spodziewanym w parze sworzeń - tuleja łańcucha.

Tablica 4.1

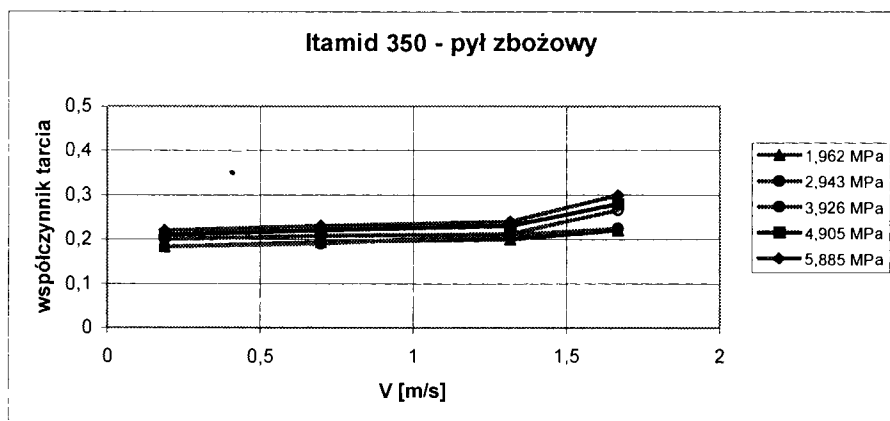
Zestawienie badanych tworzyw

Lp.	Tworzywo	Nazwa	% zbrojenia	Kraj producenta
1	poliamid	Itamid 250	25	Polska
2	poliamid	Itamid 350	35	Polska
3	poliamid	Beetle MDF1	30	Anglia
4	poliamid	Durethan BKV50H	50	Niemcy
5	poliamid	Ultramid B3G6	30	Niemcy
6	poliamid	Ultramid B3G10	50	Niemcy
7	poliamid	Nivionplast R35G	35	Włochy
8	poliamid	Sniamid ASN27/33AV	30	Włochy
9	poliamid	Zytel 77G43L	43	USA
10	politereftalan	Elit 30PX	30	Polska
11	politereftalan	Vertodur SGF30	30	Niemcy
12	politereftalan	Pibiter NRV30	30	Włochy
13	poliester	Pocan B4235	35	Niemcy
14	poliacetal	Hostaform C 9020	30	Niemcy

Badania autora wykazały znaczący wpływ pyłu zbożowego na obniżenie wartości współczynnika tarcia w parach kinematycznych sworzeń stalowy - tuleja z Itamid (rys. 4.5 i rys. 4.6) [348].



Rys. 4.5. Współczynnik tarcia Itamidu 350 po stali w zależności od prędkości i obciążeń (na sucho)



Rys. 4.6. Współczynnik tarcia Itamidu 350 po stali w zależności od prędkości i obciążeń w warunkach zapylenia pyłem zbożowym

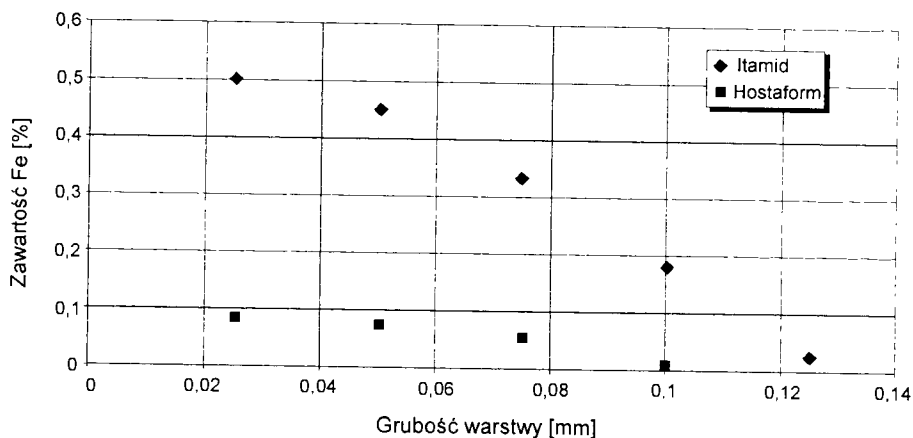
Z badań tych wynika, że wartość współczynnika tarcia tworzywa po stali w obecności pyłu zbożowego ulega istotnemu obniżeniu; produkty zbożowe działają tu jak smar.

Zjawiskom to jest szczególnie korzystne dla poliamidów zbrojonych (Itamidy). Dla innych tworzyw konstrukcyjnych, np. poliacetali ten korzystny wpływ jest mniejszy.

Z przeprowadzonych badań wynika też, że zdolność warstwy wierzchniej elementów wykonanych z tworzywa do wchłaniania innych ciał obcych,

np. żelaza czy krzemionki, powoduje zmiany współczynnika tarcia elementów współpracujących.

Zdolność ta według badań autora ma związek z chłonnością wody przez tworzywo. I tak poliamid chłonie więcej cząstek obcych w warstwę wierzchnią i na większą głębokość niż np. poliacetal. Chłonność wody przez poliamid może wynosić do 3 %, gdy chłonność poliacetalu nie przekracza 0,1 % (rys. 4.7).



Rys. 4.7. Zawartość żelaza w warstwie wierzchniej tulei tworzywowej

Badania autora [344, 348] i inne wykonane w Zakładzie Aparatury Chemicznej i Spożywczej ATR w Bydgoszczy pozwoliły na określenie modelu współpracy tworzywa sztucznego i metalu (polimer - stal) oraz zbudowanie węża kinematycznego o zmniejszonych oporach ruchu i zwiększonej trwałości w porównaniu ze stanem obecnym.

Ostatecznie ogniwa do dalszych badań wykonano z obu Itamidów, Hostaformu i Durethanu.

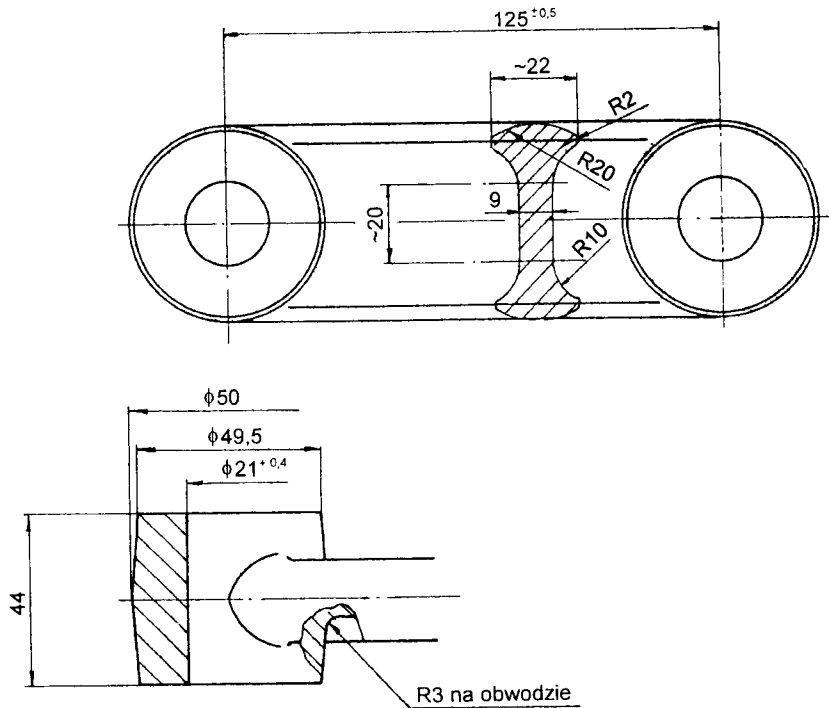
Właściwości przetwórcze (technologia wtrysku) są w wybranej grupie tworzyw najłatwiejsze dla poliamidów o stopniu zbrojenia do około 30 %. Wyższy stopień zbrojenia i tworzywa z innych grup wymagają zachowania ostrych reżimów technologicznych oraz form o specjalnej konstrukcji.

Założoną wstępnie wytrzymałość doraźną na rozciąganie rzędu  $100 \div 120 \text{ N/mm}^2$  w temperaturach otoczenia spełnia tylko Durethan; Itamid i Hostaform nie przekraczają  $100 \text{ N/mm}^2$ , co może ograniczać długość przenośników wykonywanych z tych tworzyw.

### 4.3. OPRACOWANIE KSZTAŁTU I BADANIA OGNIW

Zaprojektowane przez autora, na podstawie dotychczasowych badań [5, 6, 34, 117, 120, 159, 160, 185, 187, 197, 212, 216, 232, 251, 252, 283, 285, 295, 304, 310, 330, 333, 355, 361] ogniwa mają prosty i symetryczny kształt właściwy ze względu na działające siły i wymagania technologiczne. Zespół

Łbów ogniwi stanowi zgrzebło. Ogniwa o zaprojektowanym kształcie (rys. 4.8) mogą być wykonywane metodą wtrysku.

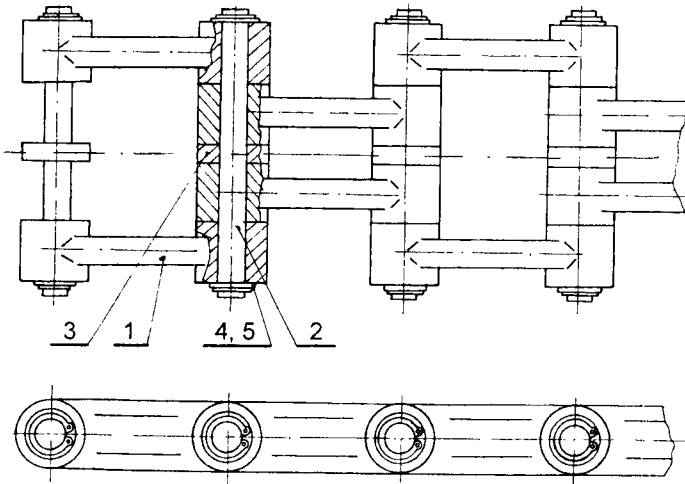


Rys. 4.8. Rysunek konstrukcyjny ogniwa

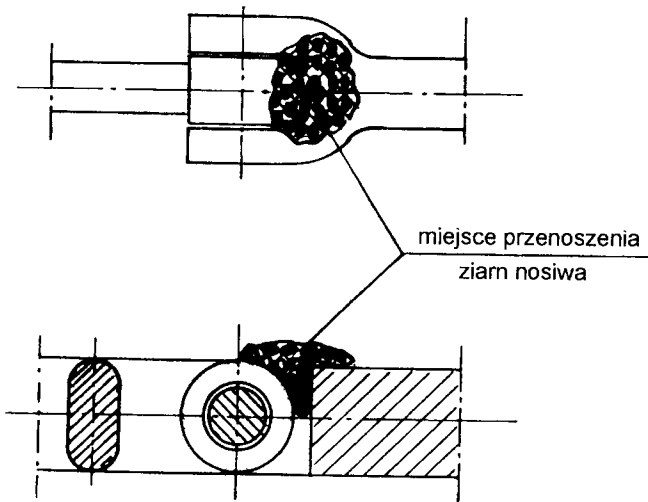
Przyjęto podziałkę ogniwi wynoszącą 125 mm, która jest w dotychczasowych przenośnikach najczęściej spotykaną w zakresie wydajności do 100 m<sup>3</sup>/h. Pozwala ona jednocześnie na budowę stacji napędowych z kołami o dwunastu zębami w gabarytach niewiele większych niż segmenty koryt.

Szerokość łbów ogniwi przyjęto równą 44 mm, co pozwala na bezpośrednią wymienną łańcucha tworzywowego typu 2x2 (rys. 4.9) w przenośniku SPR 3050 i podobnych o szerokości koryt 180 mm, stanowiących około 50 % zainstalowanych w polskim przemyśle zbożowo-paszowym.

Łańcuch tworzywowy 2x2S z jedną tulejką szerszą pozwala na jego stosowanie we wszystkich przenośnikach o szerokości koryt 200 mm, natomiast z trzema tulejkami do szerokości koryt 250 mm. Sworznie o tej samej średnicy (20 mm) i takim samym sposobie montażu różnią się tylko długością w zależności od wersji. Kształt trzonu ogniwa zaprojektowano w taki sposób, aby łączył dużą wytrzymałość na rozciąganie (przekrój 600 mm<sup>2</sup>) oraz zginanie (przekrój dwuteowy). Przekrój trzonu ogniwa musi być na tyle wąski, by nie utrudniał przelotu ziarna przez łańcuch w trakcie wysypu. Aby umożliwić przenoszenie ziarna nad wysypem łańcuch musi być pozbawiony płaszczyzn i „kieszeni” umożliwiających tzw. przesyp (rys. 4.10).



Rys. 4.9. Łańcuch tworzywowy typu 2x2S z jedną tulejką: 1 - ogniwo, 2 - sworzeń, 3 - tulejka, 4, 5 - pierścień osadcy (łańcuch typu 2x2 - bez tulejki 3)



Rys. 4.10. Zjawisko „przesypu”, miejsce gromadzenia się ziarna w ogniwach widelkowych

Wymiary ogniwa łańcucha zaprojektowanego przenośnika przedstawiają się następująco:

- $t_p = 125$  mm - podziałka ogniwa,
- $d = 50$  mm - średnica łba,
- $l = 175$  mm - długość ogniwa,
- $b = 44$  mm - szerokość ogniwa.

Wymiary koła napędowego wynoszą:

- $D_w = 433$  mm - średnica stóp zębów,  
 $D_p = 483$  mm - średnica podziałowa,  
 $D_z = 524,3$  mm - średnica głów zębów,  
 $Z = 12$  - ilość zębów.

Wynikający z konstrukcji łańcucha kształt ogniów dopracowano pod względem wytrzymałościowym i technologicznym, co pozwoliło na zaprojektowanie i wykonanie formy wtryskowej oraz serii ogniów do badań. Ogniwa te według projektu autora wykonane zostały przez „Meprozet” - Płochocin k/Warszawy. Wykonano też serię porównawczą z Tarnamidu T 27 - poliamid 6 bez zbrojenia (tab. 4.2).

Tablica 4.2

Właściwości Itamidów w porównaniu z Tarnamidem T27

Właściwość	Tarnamid T27	Itamid		Uwagi
		250	350	
Ciężar właściwy [ $\text{g/cm}^3$ ]	1,12	1,32	1,41	
% zbrojenia	-	25	35	
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	70	145	165	suchy
	40	50	80	mokry
Wytrzymałość na zginanie [MPa]	95	200	220	suchy
	30	65	70	mokry
Moduł sprężystości [MPa]	2450	6500	8000	suchy
	560	2400	2900	mokry
Chłonność wody [%]	3,5	2,3	2,1	
Nasylenie max wody [%]	9,2	6,1	5,8	

Dla przeprowadzenia badań wytrzymałościowych ogniów wykonano oprzyrządowanie specjalne do maszyny wytrzymałościowej, umożliwiające obciążanie ogniów w sposób zbliżony do warunków rzeczywistych (przez sworznie).

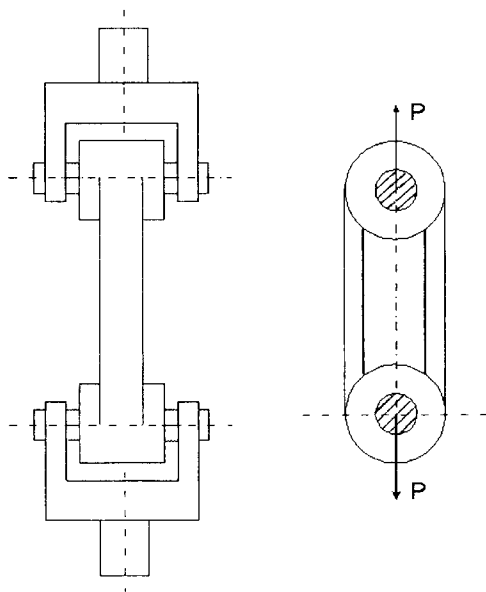
Ogniwa były podczas badań obciążane „przez sworzeń” podobnie jak w pracującym łańcuchu (rys. 4.11). Wynik zawiera tablica 4.3.

Tablica 4.3

Rzeczywista wytrzymałość na rozciąganie tworzyw konstrukcyjnych w gotowym ogniwie

Lp.	Tworzywo	Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]		% katalogowej wytrzymałości w ogniwie
		katalogowa	w gotowym ogniwie	
1	Durethan BKV50H	170	88	51,8
2	Itamid 350	165	66	40,0
3	Hostaform C 9020	110	58	52,7
4	Ultramid B3G6	110	56	50,9
5	Beetle MDF1	150	43,5	29,0
6	Vertodur SGF30	130	28	21,5
7	Zytel 77G43L	165	29	17,6





Rys. 4.11. Schemat obciążeń ogniwa na stanowisku badawczym

Jak wynika z tablicy 4.3 uzyskana średnia wytrzymałość tworzywa w gotowym ogniwie nie przekracza praktycznie 50 % deklarowanej; często wynosi niewiele ponad 10 %.

Właściwości wytrzymałościowe badanych ogniw przedstawia tablica 4.4.

Tablica 4.4

Zestawienie porównawcze sił minimalnych zrywających ogniwo

Lp.	Tworzywo	$\bar{x} - \sigma_n$ [N]	Indeks	Kolejność
1	Itamid 350	33 100	1,0	2
2	Itamid 250	29 100	0,879	5
3	Beetle MDF1	24 000	0,725	6
4	Durethan BKV50H	49 240	1,488	1
5	Ultramid B3G6	31 050	0,938	4
6	Zytel 77G43L	14 850	0,449	8
7	Vertodur SGF30	15 070	0,455	7
8	Hostaform C 9020	32 300	0,976	3

Na wybranym tworzywie - przewidywanym jako podstawowe do budowy przenośników - Itamidzie 350 autor wykonał badania wytrzymałościowe w zakresie skrajnych temperatur pracy. Wyniki tych badań przedstawia tablica 4.5 i rysunek 4.12.

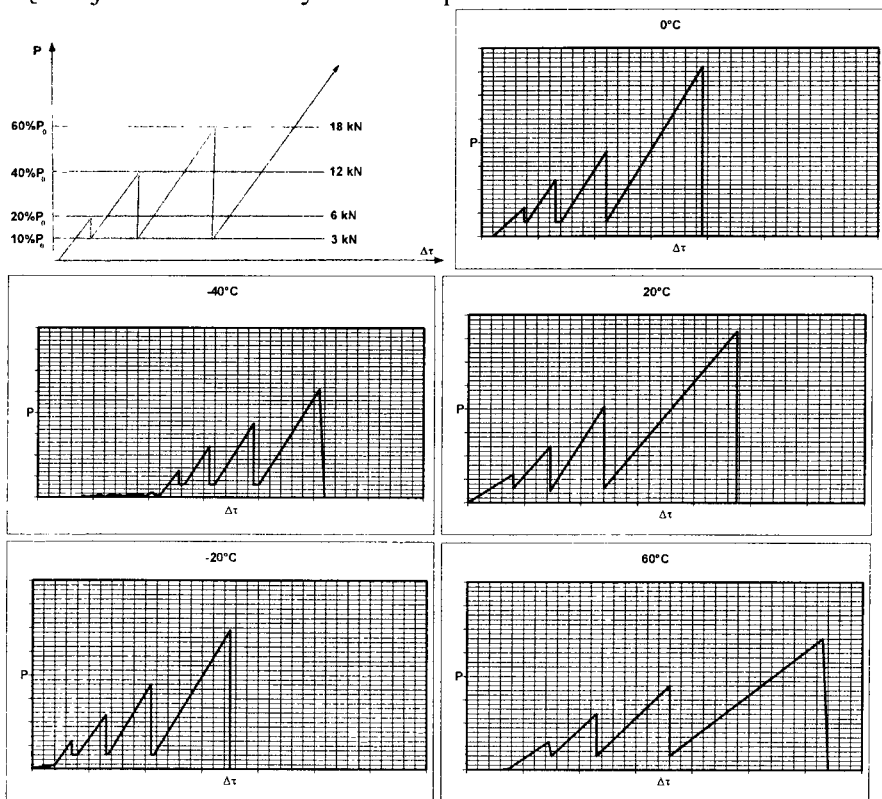
Badania wytrzymałościowe ogniw pozwoliły na wstępną ocenę tworzyw zbrojonych jako materiału konstrukcyjnego oraz ocenę kształtu ogniwa pod względem wytrzymałościowym i technologicznym.

Wyniki badań ogniw z Itamidu 350 w przewidywanych temperaturach pracy przENOŚNIKA

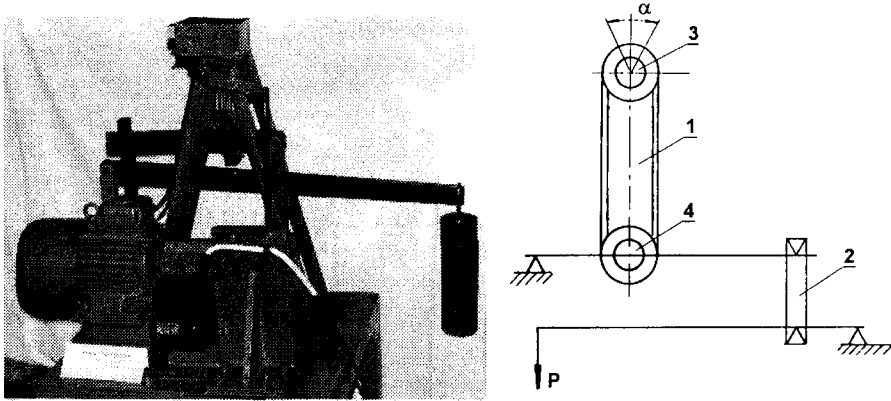
Temperatura pomiaru [°C]	Średnia wartość siły zrywającej [N]	Średnie wydłużenie maksymalne przy zerwaniu [mm]
-40	26 333	2,40
-20	28 166	2,56
0	33 166	3,16
20	36 000	4,83
60	28 166	5,56

Dalsze badania ogniw miały na celu ocenę skłonności do pełzania, wytrzymałości zmęczeniowej, stopnia zużywania się węzłów konstrukcyjnych oraz ich skłonności do zacierania.

Według projektu autora zaprojektowano i wykonano stanowisko badawcze (rys. 4.13) umożliwiające pomiar wydłużeń ogniw pod wpływem obciążenia osiowego (przez sworznie) z jednoczesnym cyklicznym przemieszczaniem kątowym jednego ze sworzni o taki kąt o jaki przemieszczają się wzajemnie te elementy na kołach przENOŚNIKA.

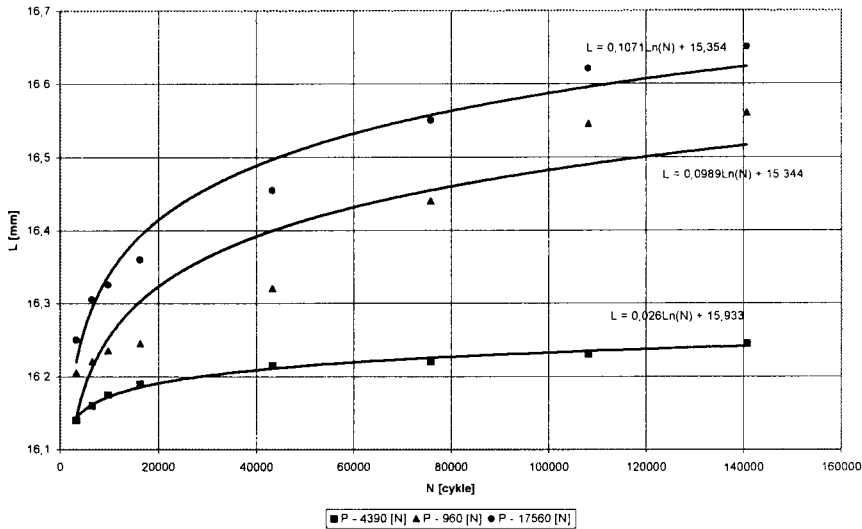


Rys. 4.12. Schemat obciążeń i wykresy dla temperatur -40 °C, -20 °C, 0 °C, 20 °C, 60 °C



Rys. 4.13. Widok i schemat stanowiska do symulacji obciążeń ogniów w pracującym przenośniku: 1 - ogniwo, 2 - układ dźwigniowy, 3 - sworzień ruchomy, 4 - sworzień stały

Wyniki tych badań przedstawiono na rysunku 4.14.



Rys. 4.14. Zmiana wymiaru wzdłużnego tutej ogniwa w funkcji ilości cykli przemieszczeń kątowych sworznia i poziomu obciążeń

Badania te pozwoliły na wstępne określenie stopnia długotrwałego obciążania ogniów tzn. dopuszczalnego poziomu obciążeń, przy którym nie obserwuje się wydłużenia trwałego trzonu ogniów (a więc nie obserwuje się zmian podziałki nominalnej). Rzeczywisty przyrost podziałki w przypadku takich poziomów obciążeń jest wynikiem tylko owalizacji tutej ogniów spowodowanej zużyciem.

Wyniki te zweryfikowano w badaniach eksploatacyjnych prototypu.

#### 4.4. BADANIA ZMĘCZENIOWE OGNIW

Prognozowanie żywotności łańcucha tworzywowego wymagało przeprowadzenia badań zmęczeniowych ogniw. Wobec niejednoznacznych danych literaturowych na temat, jak należy przeprowadzić programowane, przyspieszone badania zmęczeniowe gotowego wytworu z kompozytu [78, 130, 209, 210, 219, 272, 273, 306, 307, 308, 309, 323, 324, 325, 326, 327] autor zdecydował się na porównawcze badania ogniw nowych i po około pięcioletnim okresie eksploatacji (140 000 cykli).

Głównym celem badań było określenie stopnia zbieżności rzeczywistego zmniejszenia wytrzymałości ogniw w trakcie długotrwałej eksploatacji z wynikami programowanych badań przyspieszonych. Pozwoliłoby to na określenie trwałości eksploatacyjnej ogniw z punktu widzenia ich wytrzymałości zmęczeniowej.

Przy poznanym wcześniej stopniu zużywania się ogniw w trakcie eksploatacji (deformacji wzdłużnej tulei, zmiany grubości ogniw) określenie a priori okresu prawidłowej eksploatacji przenośnika stałoby się możliwe z dużą dokładnością.

W przeprowadzonych przez autora badaniach uwzględniono i zweryfikowano wyniki uzyskane przez niego wcześniej na symulatorze pracy ogniwo - sworzeń oraz na stanowisku doświadczalnym w obecności nosiwa.

Wyniki przeprowadzonych badań przedstawia tablica 4.6.

Tablica 4.6

Wyniki badań zmęczeniowych przyspieszonych przy obciążeniu cyklicznie zmiennym

Wielkość	Ogniwa	
	nowe	po eksploatacji
$P_m$ [kN]	$46,91 \pm 0,478$	$33,59 \pm 1,924$
$L_m$ [mm]	$2,41 \pm 0,399$	$0,69 \pm 0,097$
$P_{prop}$ [kN]	$11,06 \pm 1,104$	$9,93 \pm 1,201$

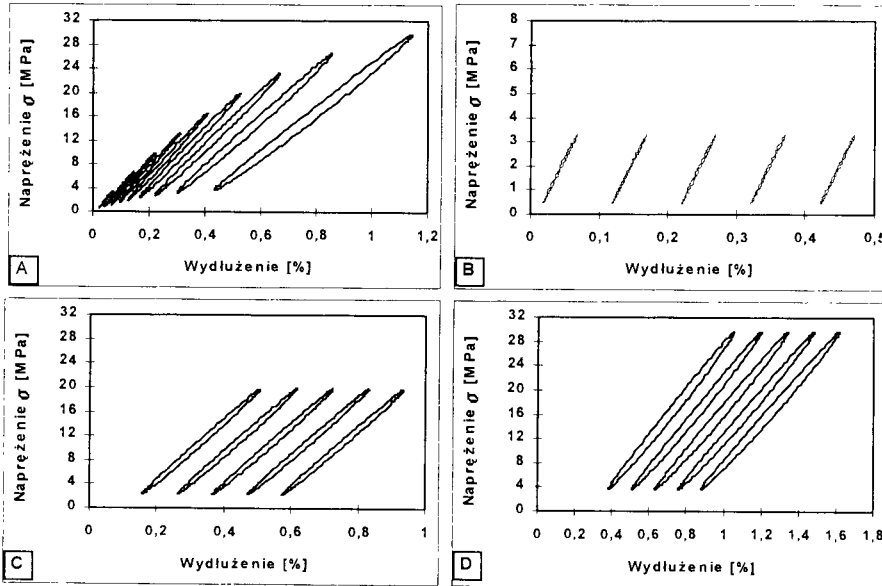
gdzie:  $P_m$  - siła zrywająca,  
 $L_m$  - odkształcenie przy zniszczeniu,  
 $P_{prop}$  - siła zakresu liniowego wykresu odkształceń.

Badania te wykazały, że liczba cykli równoważna pięcioletniej eksploatacji nie wyczerpuje wytrzymałości ogniw na obciążenia zmęczeniowe.

Następny cykl badań zmęczeniowych ogniw wykonano w warunkach obciążeń ze stopniowo narastającą amplitudą.

Uzyskane w badaniach pętle odkształceniowo-naprężeniowe dla ogniwa nowego oznaczonego nr 2 przedstawiono na rysunku 4.15, przy czym na rysunku 4.15A zebrano środkowe pętle histerezy dla wszystkich zrealizowanych poziomów obciążenia stopniowo narastającego. Na rysunku 4.15B przedstawiono 5 pętli dla pierwszego stopnia, tj. dla  $\sigma_{max} = 3,32$  MPa (pętle te równomiernie pokrywają pojemność stopnia), przy czym układ współrzędnych jest prawdziwy jedynie dla pierwszej pętli. Kolejne pętle, dla lep-

szego ich zobrazowania, przesunięto o 0,1 % wzdłuż osi wydłużeń. Na rysunku 4.15C przedstawiono pętle szóstego stopnia, a na rysunku 4.15D ostatniego, w pełni zrealizowanego stopnia, po którym nastąpiło zniszczenie ogniwa. Na rysunku 4.15C i 4.15D pętle histerezy są przesunięte, podobnie jak na rysunku 4.15B.



Rys. 4.15. Pętle odkształceniowo-napężeniowe

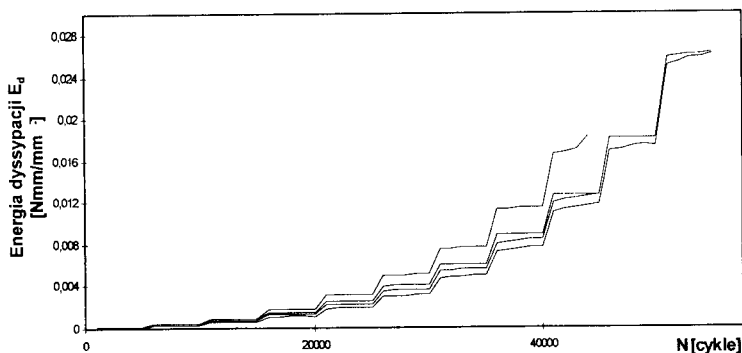
Analiza rysunku 4.15 wykazuje znaczną stabilność kształtu pętli histerezy dla początkowych poziomów obciążeń, tj. aż do  $\sigma_{\max} = 19,9$  MPa.

Dla tych poziomów punkty górne i dolne pętli histerezy układają się wzdłuż prostej. Trwałość ogniw dla obciążeń stałoaamplitudowych o odpowiadających wartościach  $\sigma_{\max}$  jest nie mniejsza niż 200 000 cykli. Przy poziomach obciążeń powyżej 20 MPa pojawia się niestabilność pętli, szczególnie wyraźna dla poziomów bliskich zniszczeniu (rys. 4.15D - rośnie szerokość pętli i narasta ich pochylenie). Wyraźnie jest to widoczne na rysunku 4.16, na którym przedstawiono przebiegi zmienności energii dyssypacji i rysunku 4.17, przedstawiającym wykresy zmienności energii odkształcenia sprężystego.

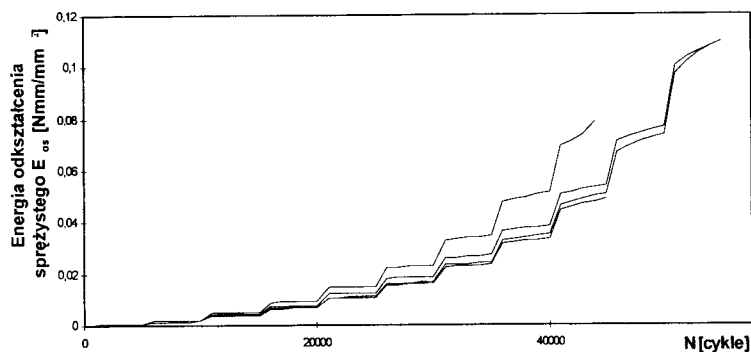
Na wykresach tych kolejne skoki odpowiadają zmianom poziomów obciążenia. Stabilność odcinków zmienności (równoległość do osi poziomej) wskazuje na niezmienną energię dyssypacji i odkształcenia sprężystego.

Dla końcowych stopni obciążeń stabilność ta zmniejsza się w przypadku obu energii; większą niestabilność wykazuje energia odkształcenia sprężystego. Jest to związane z wyraźnym pochylaniem się pętli histerezy, a więc zmniejszaniem się tzw. dynamicznego modułu wytrzymałości, definiowanego położeniem górnego punktu histerezy względem początku układu współrzędnych. Jak stwierdzono wcześniej próba stopniowego wzrostu na-

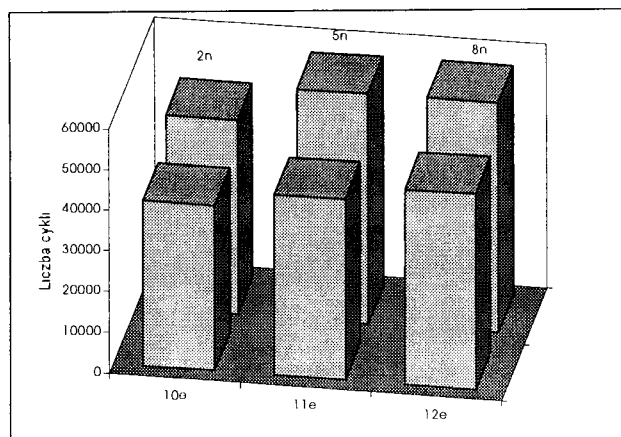
prężeń wykorzystywana jest do ocen jakościowych. Na rysunku 4.18 przedstawiono wykresy słupkowe trwałości zmęczeniowej ogniw osiągniętej w warunkach obciążenia stopniowo narastającego (ogniwa nowe o numerach 2n, 5n i 8n, ogniwa eksploatowane o numerach 10e, 11e, 12e). Wyraźnie widoczne są różnice trwałości obu grup ogniw.



Rys. 4.16. Przebiegi zmienności energii dyssypacji



Rys. 4.17. Przebiegi zmienności energii odkształcenia sprężystego



Rys. 4.18. Trwałość zmęczeniowa badanych ogniw

Ogniwa po eksploatacji ulegały zniszczeniu po zrealizowaniu 8, 9 pełnych poziomów obciążenia i ulegały zniszczeniu na 9, 10 poziomie, tj. przy naprężeniu w trzonie ogniwa  $\sigma_{\max} = 29,9 \div 33,2$  MPa. Ogniwa nowe ulegały zniszczeniu o jeden do czterech poziomów wyżej, tj. przy naprężeniach  $\sigma_{\max} = 33,2 \div 39,4$  MPa. Różnice są więc istotne, czego nie wykazały jednoznacznie badania stałoamplitudowe. Zapewne dwie przyczyny wpłynęły na te zmiany: pierwsza z nich to kumulujące się w ogniwach uszkodzenia, powstałe podczas normalnej eksploatacji, druga - związana jest z procesem starzenia się tworzywa (proces dla poliamidów nie jest bez znaczenia).

Przeprowadzone badania zmęczeniowe wskazują na większą przydatność w badaniu obiektów z tworzyw zbrojonych takich jak ogniwa przenośnika metody symulacji o narastającej amplitudzie. Badania te mogą stanowić wygodne narzędzie do określania granicy trwałości eksploatacyjnej łańcucha tworzywowego. Wykazały one też prawidłowy - ze zmęczeniowego punktu widzenia - kształt ogniw; ogniwa ulegały zniszczeniu tak w obrębie łbów, jak i łącznika.

#### **4.5. BADANIA STANOWISKOWE ŁAŃCUCHA**

Badania stanowiskowe prowadzono na stanowisku badawczym z obiegiem surowca (pszenica GRANA). Badano opory ruchu, prędkość, wydajność chwilową transportu, głośność oraz zjawisko przesypu. Prowadzono również badania porównawcze zasuw poprzecznych i wzdłużnych - dotychczas stosowanych - z nową opracowaną przez autora zasuwą żaluzjową.

##### **Wyniki badań oporów ruchu**

Badania te wykonywano mierząc pobór prądu oraz obserwując wskazania momentomierza przy rozruchu przenośnika pustego i z korytem wypełnionym ziarnem. Zaobserwować można było zmniejszenie mocy potrzebnej do rozruchu w miarę kontynuowania prób; zmniejszenie to było większe, niż spodziewane w wyniku „dotarcia się” elementów przenośnika (w granicach kilku procent).

Wyniki pomiarów zestawiono w tablicy 4.7.

Tablica 4.7

## Opory ruchu przenośnika

Prędkość łańcucha v [m/s]	Przenośnik nowy						Przenośnik eksploatowany					
	Moment na wale M [kNm]			Moment na wale M [kNm]			Moment na wale M [kNm]			Moment na wale M [kNm]		
	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch	tworzywo rozruch/ruch	metal rozruch/ruch
0,2	0,044 / 0,039	0,069 / 0,047	0,102 / 0,086	0,205 / 0,122	0,023 / 0,020	0,068 / 0,044	0,079 / 0,056	0,079 / 0,056	0,079 / 0,056	0,201 / 0,118	0,201 / 0,118	0,201 / 0,118
0,4	0,044 / 0,040	0,072 / 0,058	0,102 / 0,087	0,213 / 0,131	0,024 / 0,020	0,073 / 0,052	0,080 / 0,057	0,080 / 0,057	0,080 / 0,057	0,210 / 0,132	0,210 / 0,132	0,210 / 0,132
0,6	0,046 / 0,043	0,088 / 0,066	0,102 / 0,086	0,219 / 0,137	0,026 / 0,022	0,087 / 0,058	0,081 / 0,056	0,081 / 0,056	0,081 / 0,056	0,218 / 0,136	0,218 / 0,136	0,218 / 0,136
0,8	0,050 / 0,046	-	0,104 / 0,088	-	0,029 / 0,024	-	0,081 / 0,058	0,081 / 0,058	0,081 / 0,058	-	-	-
1,0	0,053 / 0,051	-	0,104 / 0,089	-	0,031 / 0,027	-	0,084 / 0,059	0,084 / 0,059	0,084 / 0,059	-	-	-

- Próby z łańcuchem tworzywowym przeprowadzono po 2000 godzinach pracy.

- Łańcuch metalowy pracował na stanowisku badawczym 50 godzin i 2000 godzin w Wytwórni Pasz w Świeciu. Po upływie tego czasu został powtórnie zamontowany na stanowisku badawczym.

- Przy prędkości powyżej 0,6 m/s przenośnik z łańcuchem metalowym pracuje z drganiami praktycznie uniemożliwiającymi pomiar momentu i wydajności.



## Wyniki badania głośności przenośnika

Badano głośność przenośnika w zakresie prędkości do około 1,2 m/s. Stwierdzono, że powyżej 1,0 m/s, przy tradycyjnym napędzie głośność przenośnika z łańcuchem tworzywowym przekracza dopuszczalne normy (tab. 4.8).

Tablica 4.8

Głośność przenośnika

Łańcuch	Prędkość łańcucha v [m/s]	Głośność przenośnika w dB (A)	
		pusty	z nosiwem
stalowy	0,3	82	80
tworzywowy	0,25	73	72
	0,50	75	73
	0,75	78	76
	1,00	81	79

Dopuszczalna głośność urządzenia pracującego w pomieszczeniu zamkniętym, w którym przebywają pracownicy może wynosić w tych warunkach 80 dB (A) [119, 239]. Dla badanego przenośnika głównym źródłem hałasu jest napęd.

## Wyniki badania wydajności chwilowej

Konstrukcja stanowiska pozwalała na pomiar wydajności chwilowej przenośnika. Badania przeprowadzono na pszenicy GRANA. Wyniki pomiarów przedstawia tablica 4.9.

Tablica 4.9

Pomiar wydajności chwilowej przenośnika

Łańcuch	Prędkość transportu [m/s]	Wydajność przenośnika		
		z pomiarów		wg wzoru autora [Mg/h]
		[Mg/h]	[m <sup>3</sup> /h]	
stalowy	0,2	19	26	-
	0,3	28	40	-
	0,4	36	50	-
	0,6	53	74	-
tworzywowy	0,2	24	34	22
	0,4	47	67	44
	0,6	69	98	66
	0,8	88	125	88
	1,0	106	151	110

Na podstawie wielokrotnych pomiarów zaproponowany został przez autora uproszczony wzór orientacyjny dla określenia wydajności. Wzór jest

ważny dla przenośnika z łańcuchem tworzywowym, pracującym w obudowie SPR 3050 dla zakresu prędkości transportu od 0,2 do 1,0 m/s.

$$Q = 110 \cdot v \text{ [Mg/h]} \quad (4.4)$$

gdzie:  $v$  - prędkość [m/s].

### Wyniki badań przesypu i badania porównawcze zasuw

Dokuczliwym zjawiskiem występującym przy eksploatacji przenośników zgrzeblowych w zakładach zbożowo młyńskich i paszowych jest tzw. przesyp czyli przenoszenie części nosiwa poza otwarty wysyp.

Ziarno łatwo opływa poprzecznie łańcuch wykonany z ogniw tworzywowych, a zasuw żaluzjowa pozwala na jednoczesne i szybkie otwarcie całego okna wysypu, czego nie realizuje żadna z obecnie znanych konstrukcji. Według badań autora dotychczasowe zasuw nie mogą być praktycznie eksploatowane przy prędkościach transportu przekraczających 0,6 m/s. Czas otwarcia i zamknięcia zasuw żaluzjowej może być znacznie krótszy niż zasuw wzdłużnych i poprzecznych. Pomiar przesypu dla badanych zasuw zestawiono w tablicy 4.10.

Tablica 4.10

Pomiar wielkości przesypu

Łańcuch	Prędkość transportu [m/s]	Przesyp [%]			
		Zasuw poprzeczna		Zasuw żaluzjowa	
		ze zgarniakiem	bez zgarniaka	ze zgarniakiem	bez zgarniaka
stal	0,3	1,1	2,0	0	0,7
tworzywo	0,2	0	0,22	0	0
	0,4	0	0,36	0	0
	0,6	0,1	0,68	0	0
	0,8	-	-	0	0,10
	1,0	-	-	0	0,15

Zastosowanie nad końcem wysypu zgarniaka szczotkowego całkowicie eliminuje zjawisko przesypu w przenośniku z ciągnem tworzywowym i zasuwą żaluzjową.

### Obserwacja stanu ogniw łańcucha

W trakcie badań łańcucha tworzywowego zaobserwowano objawy nierównomiernego zużycia części łbów ogniw. Przyczyną była zbyt mała sztywność sworzni. Stwierdzono też możliwość poprawy kształtu zębów koła napędowego. Obserwacje te zostały uwzględnione w założeniach do budowy prototypu i serii informacyjnej, gdzie zwiększono średnice sworzni i zwiększono gładkość powierzchni gniazd kół zębatach współpracujących z łbami ogniw.

## Badania uszkodzeń mechanicznych ziarna

Ważnym kryterium oceny jakości każdego urządzenia transportowego jest stopień jego negatywnego oddziaływania na przenoszony surowiec.

Surowiec do badań był w obiegu ponad 2000 godzin. Pozwoliło to na zaobserwowanie wpływu nowej konstrukcji przenośnika na stopień uszkodzeń mechanicznych ziarna. Stwierdzono, że ilość ziarn uszkodzonych po okresie badań jest zaledwie dwukrotnie większa niż początkowo. Wprawdzie kontakt ziarna z urządzeniem transportowym nigdy nie trwa tak długo, ale w warunkach długotrwałego magazynowania ilość operacji transportowych jest duża. Konstrukcja przenośnika może mieć istotny wpływ na procent ziarn uszkodzonych mechanicznie. Przeprowadzone badania potwierdzają prawidłowość konstrukcji łańcucha tworzywowego również w tym zakresie.

Przyjęta do badań partia pszenicy GRANA odpowiadająca wymaganiom minimalnym dla pszenicy konsumpcyjnej według BN-88/9131-04, miała początkowo wilgotność 12 %, a po około 120 godzinach pracy i do końca badań 9 %. Zapach ziarna był swoisty, magazynowy, zaś ilość ziarn uszkodzonych wynosiła 0,6 %.

Po oczyszczeniu wstępnym ilość zanieczyszczeń ogółem zmniejszyła się do 1,3 % (w tym ziarn uszkodzonych do 0,2 %). Po przeprowadzeniu 50 godzin z łańcuchem metalowym stwierdzono wzrost ilości ziarn uszkodzonych mechanicznie do 0,4 %, przy ogólnej ilości zanieczyszczeń wynoszącej 1,25 %.

Następnie ta sama partia ziarna była transportowana z użyciem łańcucha tworzywowego. Po 50 godzinach pracy procentowa zawartość zanieczyszczeń ogółem i ziarn uszkodzonych nie uległa zmianie. Następne badania w tym zakresie przeprowadzono po 2000 godzinach pracy przenośnika z łańcuchem tworzywowym. Ilość ziarn uszkodzonych wzrosła do 0,82 % przy całkowitej ilości zanieczyszczeń wynoszącej 1,03 %. Większość ziarn uszkodzonych stanowiły zgniecione i przepołowione mechanicznie. Ciekawą obserwacją może być duży udział ziarn uszkodzonych w tzw. przesypie (ziarno to nie było zawracane do transportu). W kilku próbach w trakcie badań łańcucha stalowego przekraczało 10 %. Ziarna te były uszkodzane przez elementy napędu łańcucha.

Ziarno zalegające w zagłębieniu zasowy wzdłużnej ulega rozcieraniu o wystającą krawędź okna zasypu. Wady tej nie mają zasowy poprzeczne leżące dokładnie w płaszczyźnie dna przenośnika.

Zasuwa żaluzjowa może niszczyć pojedyncze ziarna tylko przy dużych luzach elementów ruchomych w stosunku do obudowy.

## 5. BADANIA EKSPLOATACYJNE PROTOTYPU PRZENOŚNIKA

W oparciu o wyniki badań stanowiskowych został zbudowany prototyp przenośnika z ciągnem tworzywowym. Wykorzystano w nim podzespoły przenośnika SPR 3050. W stosunku do oryginalnego zmieniono napęd na składający się z: silnika AP-132S-6 o mocy 3 kW i 960 obr/min i przekładni PREROV TS 03 o przełożeniu  $i = 81,5$ . Uzyskano w ten sposób założoną prędkość łańcucha  $v = 0,5$  m/s.

Prowadnice zwrotne drewniane zostały zastąpione metalowymi. Dno typowe z prowadnicą grzbietową zamieniono na płaskie. Prototyp został zamontowany na estakadzie nad baterią dwóch zbiorników stalowych o pojemności  $700 \text{ m}^3$  w magazynie PZZ w Rogowie k/Żnina. Całkowita długość przenośnika wynosiła 17 m. Surowcem przenoszonym była w około 80 % pszenica, na pozostałe 20 % składały się żyto, owies i rzepak.

Wstępne pomiary mocy wykazały, że przy pracy z pełnym obciążeniem zastosowany silnik pobiera tylko o 420 W więcej niż przy pracy bez surowca. Po około 50 godzinach pracy silnik zmieniono na mniejszy o mocy 1,5 kW (seria SZJE).

Przenośnik przepracował w tych warunkach ponad 2000 godzin.

Zbiornicze zestawienie wyników zamieszczono w tablicy 5.1.

Wykresy zależności wartości parametrów  $D$ ,  $L$ ,  $g$  od czasu pracy przenośnika zamieszczono w Załączniku 2.

Na podstawie tych wyników określono hipotetyczne linie trendu umożliwiające prognozowanie trwałości przenośnika.

Zestawienie zbiorcze zestawiono w tablicach 5.1 ÷ 5.4 i przedstawiono na rysunku 5.1 ÷ 5.3.

Na rysunku 5.1 przedstawiono dwie linie trendu. Ponieważ obie w rozpatrywanym przedziale czasowym nakładają się na siebie, dlatego równanie dowolnego z nich można wykorzystać do obliczeń  $D_0$ .

Na podstawie równań:

$$D_0 = 0,0508 \ln(t) + 15,865$$

$$D_0 = 15,869t^{0,0031}$$

obliczono wartości  $D_0$ , zestawione w tablicy 5.2 z wartościami  $D_{\text{sr}}$ .

Na rysunku 5.2 przedstawiono zależność wymiaru parametru  $L$  (średniego) ogniwa w zależności od czasu pracy łańcucha i dobrano dwie linie trendu, które opisują funkcje:

$$L = 0,3752 \ln(t) + 14,724 \quad \text{do 800 godzin pracy,}$$

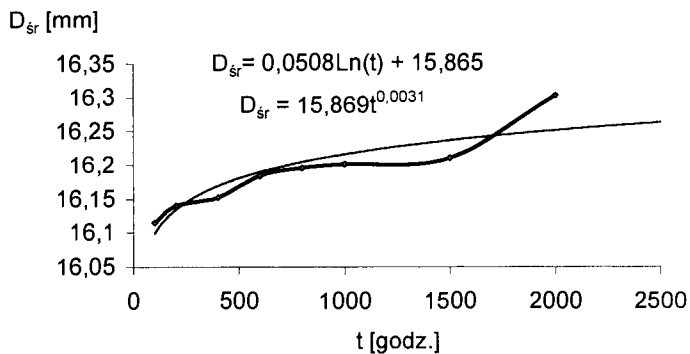
$$L = 17,027 e^{2E-05t} \quad \text{od 800 godzin pracy.}$$

Na podstawie tych równań dokonano obliczeń  $L_0$  i zestawiono je w tablicy 5.3 z wartościami  $L_{\text{sr}}$ .

Zbiórce wyniki pomiarów

Tablica 5.1

t	$\bar{D}$	$D\delta_n$	$D\delta_{n-1}$	$D\Sigma_n$	$D\Sigma_n^2$	$\bar{L}$	$L\delta_n$	$L\delta_{n-1}$	$L\Sigma_n$	$L\Sigma_n^2$	$\bar{g}$	$g\delta_n$	$g\delta_{n-1}$	$g\Sigma_n$	$g\Sigma_n^2$
100 godz.	16,115	0,0532	0,0550	257,84	4155,1	16,388	0,0560	0,0579	262,21	4297,1	49,633	0,0426	0,0445	595,6	29561,
200 godz.	16,14	0,0324	0,0334	258,24	4168,0	16,797	0,0544	0,0561	268,76	4514,5	49,399	0,0225	0,0235	592,79	29283,
400 godz.	16,152	0,0366	0,0378	258,44	4174,4	17,002	0,0625	0,0645	272,04	4625,4	49,09	0,0351	0,0366	589,08	28918,
600 godz.	16,183	0,0503	0,0520	258,94	4190,6	17,108	0,0435	0,0449	273,73	4683,0	48,988	0,0663	0,0692	587,86	28798,
800 godz.	16,195	0,056	0,0578	259,13	4196,8	17,199	0,0247	0,0255	275,18	4732,8	48,901	0,0698	0,0729	586,82	28696,
1000 godz.	16,201	0,0261	0,0270	259,22	4199,7	17,395	0,0392	0,0405	278,32	4841,4	48,702	0,0381	0,0398	584,43	28463,
1500 godz.	16,21	0,0282	0,0292	259,36	4204,2	17,515	0,0418	0,0432	280,25	4908,8	48,393	0,0404	0,0422	580,72	28103,
2000 godz.	16,303	0,0538	0,0555	260,84	4252,3	17,604	0,0411	0,0424	281,66	4958,3	48,102	0,0204	0,0213	577,23	27766,

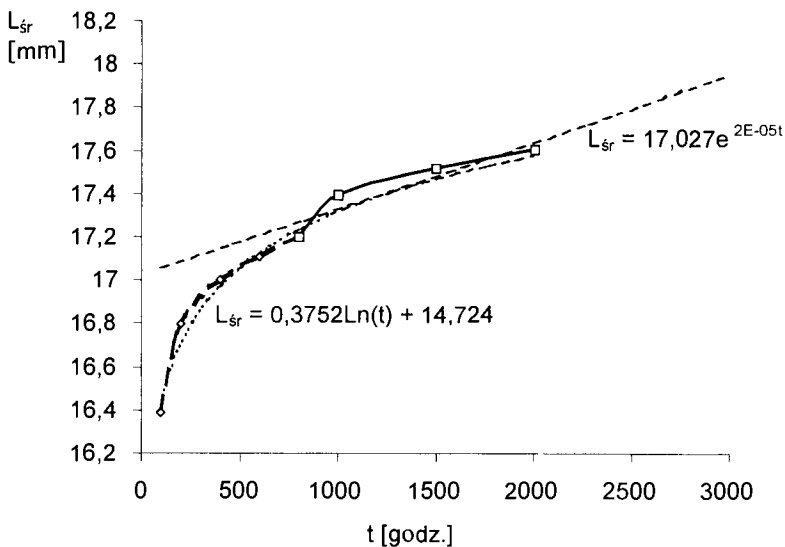


Rys. 5.1. Wykres wartości  $D_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z dobranymi liniami trendu i równaniami tych linii

Tablica 5.2

Zestawienie wartości parametru  $t$

$t$	100	200	400	600	800	1000	1500	2000
$D_{sr}$	16,12	16,14	16,15	16,18	16,20	16,20	16,21	16,30
$D_o$	16,10	16,14	16,17	16,19	16,20	16,22	16,24	16,25



—○—  $L_{sr1}$  —□—  $L_{sr2}$       Log. ( $L_{sr1}$ )      Wyk.  $t(L_{sr2})$

Rys. 5.2. Wykres wartości  $L_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z dobranymi liniami trendu i równaniami tych linii

Tablica 5.3

## Zestawienie wartości parametru L

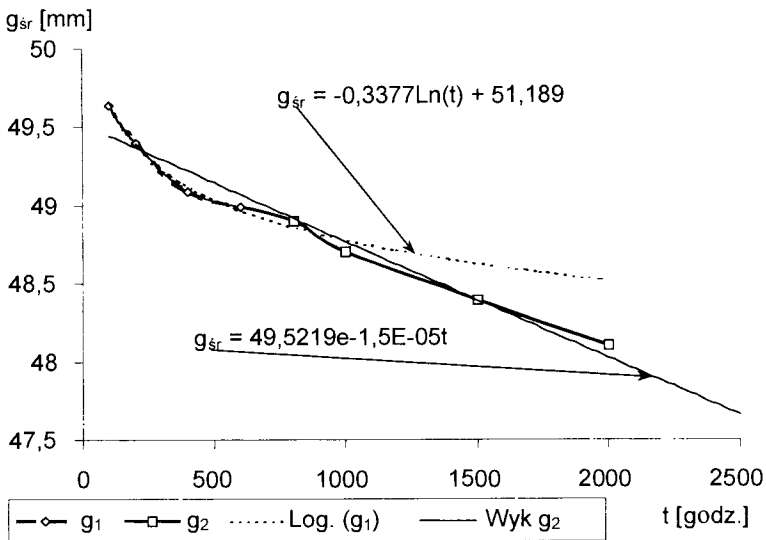
t	100	200	400	600	800	1000	1500	2000
$L_{\text{sr}}$	16,390	16,800	17,000	17,110	17,200	17,400	17,520	17,600
$L_o$	16,452	16,712	16,972	17,124	17,232	17,371	17,546	17,722

Na rysunku 5.3 przedstawiono zależność wymiaru parametru  $g$  (średniego) ogniwa w zależności od czasu pracy łańcucha i dobrano dwie linie trendu, które opisują funkcje:

$$g = -0,3377\text{Ln}(t) + 51,189 \quad \text{do 600 godzin}$$

$$g = 49,5219e^{-1,5E-05t} \quad \text{od 600 godzin}$$

Na podstawie tych równań dokonano obliczeń  $g_o$  i zestawiono je w tablicy 5.4.



Rys. 5.3. Wykres wartości  $g_{\text{sr}}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z liniami trendu i równaniami tych linii

Tablica 5.4

Zestawienie wartości parametru  $g$ 

t	100	200	400	600	800	1000	1500	2000
$g_{\text{sr}}$	49,630	49,400	49,090	48,990	48,900	48,700	48,390	48,100
$g_o$	49,634	49,400	49,166	49,078	48,930	48,785	48,420	48,058

Na podstawie przedstawionych równań obliczono prognozowany czas ( $\tau$ ), po którym podziałka  $t_p$  wzrośnie o 5 % uznane jako graniczne z uwagi na pewność zazębienia z kołem napędowym.

$$\tau_t = [\text{Ln}(\Delta t_{pd} : 17,027)] : 2 \times 10^{-5} = 5810 \text{ godzin} \quad (5.1)$$

Prognozowany czas, po którym ogniwa osiągną minimalną założoną grubość  $g_d$  wyliczono przy założeniu, że:

$$g_d = 0,922g,$$

$$g_i = g - g_d,$$

$$g_d = 0,922 \times 50 = 46,1 \text{ [mm]},$$

$$g_i = 50 - 46,1 = 3,9 \text{ [mm]},$$

i wynosi on:

$$\tau_g = [\text{Ln}(g_d : 49,5219)] : (-1,5) \times 10^{-5} = 4773 \text{ godziny} \quad (5.2)$$

Z badań tych wynika, że ogniwa wcześniej osiągną minimalną dopuszczalną grubość niż maksymalną dopuszczalną podziałkę. Ułatwia to bardzo metodę kontroli, gdyż pomiar grubości ogniw jest możliwy w każdej chwili bez demontażu łańcucha.



## 6. BADANIA SYMULACYJNE PRZENOŚNIKA

Badania symulacyjne przenośnika prowadzono - w oparciu o program komputerowy opracowany przez mgr inż. Edmunda Chabowskiego, informatyka - według założeń modelu przenoszenia materiałów sypkich i ziarnistych przy pomocy cięgna elastycznego z zgarniakami walcowymi opracowanym przez autora.

Przyjęty zakres parametrów wynika głównie z przeznaczenia przenośnika do transportu zboża. Jednocześnie odpowiada możliwościom technicznym opatentowanego i zrealizowanego przenośnika z cięgnem tworzywowym. Model stosowano dla następujących zakresów parametrów:

$$P_{zn} - 0,1 \div 20 \text{ kW},$$

$$n - 0,01 \div 0,1,$$

$$L_{og} - 0,125 \div 0,250 \text{ m},$$

$$i - 6 \div 12,$$

$$m_1 - 30 \div 300 \text{ kg},$$

$$m_2 - 5 \div 20 \text{ kg},$$

$$I_n - 3 \div 10 \text{ kg} \cdot \text{m}^2,$$

$$I_b - 0,5 \div 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2,$$

$$C_{ud} - 10^4 \div 10^9 \text{ N/m},$$

$$C_{il} - 10^3 \div 10^8 \text{ N/m},$$

$$C_{et} - 10^3 \div 10^8 \text{ N} \cdot \text{s/m}.$$

Parametry sterujące dokładnością obliczeń i skalą czasu:

$$h - 10^{-2} \div 10^{-5} \text{ s},$$

$$K_{rt} - 1 \div 40,$$

$$i_{it} - 5 \div 25.$$

Ponadto przyjęto ograniczenie w stosunku do wartości siły w cięgnie do wartości 6000 N, co wynika z zastosowanego tworzywa, typu łańcucha i wcześniejszych badań ogniów.

Przyjęte parametry modelowania obejmują obszar charakterystyczny dla przemysłu zbożowo-paszowego, gdzie powszechnie stosuje się do transportu poziomego przenośniki zabierakowo-zgrzeblowe (typu Redler).

Można określić podstawowe parametry przenośników oczekiwane przez ten przemysł jako:

- długość  $L$  do 70 m,
- wydajność  $Q$  do 200 m<sup>3</sup>/godz,
- prędkość przenoszenia  $v$  do 1,2 m/s.

Powyżej prędkości 1,2 m/s wymiary okien wysypów stają się kłopotliwie długie i poważnie komplikują konstrukcję zasuw dennych.

Po wstępnych badaniach ustalono, że opracowany program sprawdza się w oczekiwanych zakresach prędkości (od 0,24 m/s do 1,2 m/s) i długości (od 10 do 70 m). Krok prędkości przyjęto równy 0,12 m/s, a krok długości 5 i 10 m.

Przeprowadzono szereg modelowań komputerowych, których przebiegi przedstawiono na przykładach (1÷60) w Załączniku 3.

Wyniki badań modelowania w zakresie prędkości od 0,24 m/s do 1,2 m/s oraz długości w zakresie od 10 do 70 m zebrano w tablicy 6.1 oraz tablicy 6.2, a także przedstawiono na rysunku 6.1 i 6.2.

Tablica 6.1

Zapotrzebowanie mocy znamionowej [kW] w zależności długości  
i prędkości przenośnika

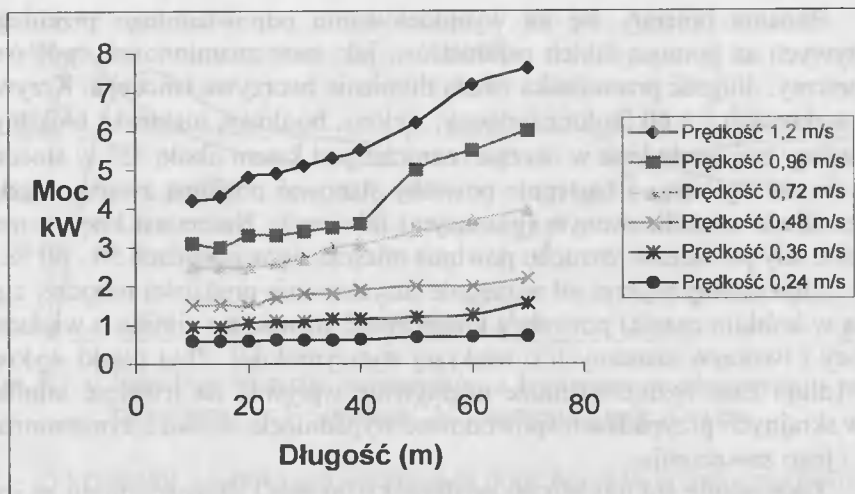
Prę- kość [m/s]	Długość [m]									
	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70
0,24	0,6	0,6	0,6	0,6	0,615	0,62	0,65	0,69	0,7	0,73
0,36	0,95	0,945	1,05	1,1	1,1	1,15	1,15	1,2	1,25	1,45
0,48	1,5	1,5	1,5	1,5	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,2
0,72	2,5	2,5	2,5	2,6	2,7	3,0	3,1	3,4	3,7	4,0
0,96	3,0	3,1	3,3	3,3	3,4	3,5	4,3	5,0	5,5	6,0
1,20	4,2	4,3	4,8	4,9	5,1	5,3	5,5	6,2	7,2	7,6

Dane w polach zacienionych zweryfikowano w badaniach prototypu i serii informacyjnej.

Tablica 6.2

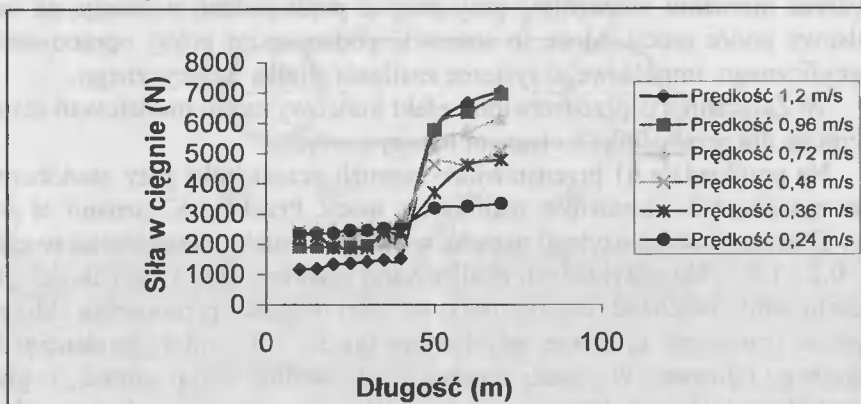
Wartości sił w ciągnie [N] w zależności od długości i prędkości przenośnika

Prę- kość [m/s]	Długość [m]									
	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70
0,24	2340	2360	2360	2458	2460	2522	2582	3193	3241	3342
0,36	2303	2295	1884	1884	1884	2407	2407	3700	4607	4782
0,48	2429	2221	2221	2221	2360	2513	2513	4628	4628	5091
0,72	2315	2508	2508	2407	2385	2082	2061	5246	5709	6151
0,96	1909	1909	1909	1909	1968	2227	2079	5785	6366	6945
1,20	1166	1194	1333	1361	1416	1417	1528	5741	6665	7036



Rys. 6.1. Zależność zapotrzebowania mocy przenośnika od jego długości i prędkości przenoszenia

Dla długości przenośnika 60 i 70 m oraz prędkości 0,72, 0,96 i 1,2 m/s (pola zaciemnione) wartość sił w cięgnie przekracza założoną granicę stosowania dla Itamidu 350 wynoszącą 6000 N.



Rys. 6.2. Wartości sił w cięgnie w zależności od długości przenośnika i prędkości przenoszenia

Powyżej długości 40 m można zauważyć skokową zmianę sił w cięgnie związaną ze zjawiskami dynamicznymi w długich cięgnach, które nie ujawniają się w cięgnach krótszych. Prawdopodobnie przyrost sił działających w cięgnie wynika z „pulsowania” ogniw w trakcie ruchu, co nie ma wpływu na przyrost mocy napędu.

Przyjęta w programie symulacyjnym koncepcja modelu matematycznego pozwala na wprowadzenie dużej liczby zmiennych. Umożliwia to uzyskanie dobrej zgodności wyników modelowania z zachowaniem przenośnika w warunkach rzeczywistych.

Badania opierały się na wymodelowaniu odpowiedniego przebiegu krzywych za pomocą takich parametrów, jak: moc znamionowa, opór wewnętrzny, długość przenośnika i stała tłumienia tworzywa łańcucha. Krzywe na wykresach 1 ÷ 60 (kolor czerwony, zielony, bordowy, niebieski, błękitny) powinny być pochylone w okresie rozruchu pod kątem około  $45^\circ$  w stosunku do osi wykresu, a następnie powinny stanowić poziomą zwartą wiązkę o możliwie ustabilizowanym (gasnącym) falowaniu. Natomiast krzywa momentu siły po okresie rozruchu powinna mieścić się w granicach 50 - 80 %.

Zbyt stromy wykres sił w ciągu (uzyskiwanie prędkości roboczej ciągu w krótkim czasie) powoduje konieczność stosowania silnika o większej mocy i tworzywa sztucznych o większej wytrzymałości. Zbyt płaski wykres sił (długi czas rozruchu) może negatywnie wpływać na trwałość silnika, a w skrajnych przypadkach spowodować wypadnięcie silnika z synchronizacji i jego zniszczenie.

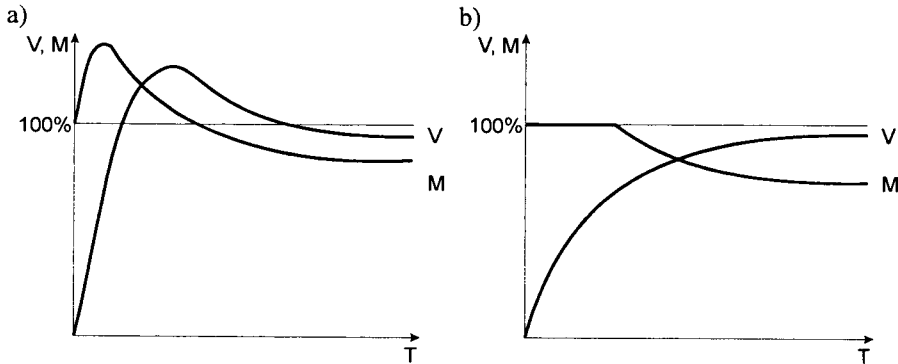
Zachowanie się modelu do prędkości 0,96 m/s i długości do 40 m jest całkowicie zgodne z przewidywaniami. Przy ich większych wartościach model wskazuje na zwiększoną rolę trudnych do zdefiniowania, wtórnych zjawisk dynamicznych. Należy tu jednak zaznaczyć, że dotychczas stosowane ciągnia metalowe nie przekraczają zwykle prędkości 0,5 m/s i w takich przenośnikach zjawiska te się nie ujawniały. Pojawiające się nieciągłości wykresu momentu szczególnie przy dużych prędkościach wskazują na impulsowy pobór mocy. Może to stanowić podstawę do próby opracowania specyficznego, impulsowego systemu zasilania silnika elektrycznego.

W Załączniku 3 przedstawiono efekt końcowy cyklu modelowań stanu rozruchu dla przenośnika z ciągnem tworzywowym.

Na przykładzie 61 przedstawiono rozruch przenośnika przy niedoborze a na rysunku 6.3 - z pewnym nadmiarem mocy. Przykład 62 uznano za dobry. Charakterystyka użytego napędu wymaga rozruchu przenośnika w czasie 0,8 - 1,2 s. Na przykładach analizowano wybrane krzywe prędkości dla sześciu punktów charakterystycznych na całej długości przenośnika. Modelowanie uznawano za udane, gdy krzywe po ok. 1,0 s miały tendencję do łądogo falowania w postaci zwartej wiązki wzdłuż linii poziomej, w granicach 95 - 100 % prędkości nominalnej. Warunek ten przy małych prędkościach jest trudny do spełnienia w czasie objętym modelowaniem (często prędkość nieco większa od 100 % w obszarze obserwacji).

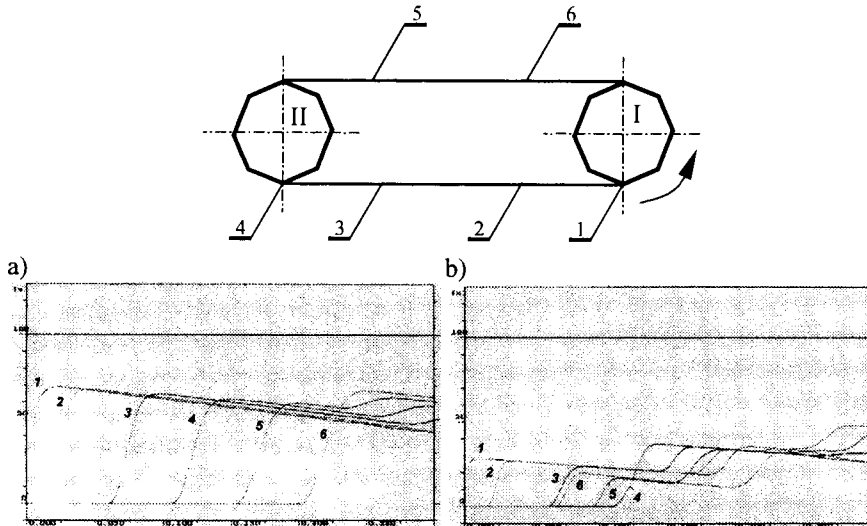
Wykres momentu przebiega od wartości 100 % i po 0,8 do 1,2 s powinien (po krótkim okresie dopuszczalnych falowań) mieć tendencję do stabilizacji na poziomie 50 - 80 %. Im jest on wyższy tym mniejsza potrzebna jest moc silnika. Obowiązuje tu zasada, że przy częstych postojach i rozruchach wykorzystanie momentu znamionowego silnika (mocy zainstalowanej) powinno być niższe.

Na rysunku 6.3 pokazano przykład symulacji rozruchu przenośnika z łańcuchem tworzywowym i stalowym w tych samych warunkach.



Rys. 6.3. Symulacja rozruchu przenośników z łańcuchem metalowym (a) i tworzywowym (b): V - prędkość, M - moment na wale, T - czas

Na rysunku 6.4 pokazano nieopisane dotychczas w literaturze zjawisko kolejności ruszania określonych punktów cięgna elastycznego w przypadku istnienia naciągu wstępnego łańcucha. Zaobserwowane zjawisko może być pomocne m.in. do prawidłowego określania naciągu minimalnego, pozwalającego na właściwą pracę przenośnika.



Rys. 6.4. Kolejność ruszania punktów cięgna tworzywowego w przenośniku zgarniakowym: a) bez napięcia wstępnego, b) z napięciem wstępnym, I - koło napędowe, II - koło zwrotne, 1 - 6 - punkty na cięgnie

Dla porównania pokazano rozruch tego samego łańcucha bez naciągu wstępnego. Jego brak prowadził do silnego zaburzenia w pracy cięgna krótko po starcie. Powoduje to też niewydolność modelu symulacyjnego i brak możliwości analizowania parametrów przenoszenia w badanym przenośniku.

Można było przypuszczać, że brak tego naciągu lub zbyt mała jego wielkość spowodują szybkie narastanie niekorzystnych zjawisk dynamicznych, prowadzących do szybszego zużycia cięgna (dobrze obserwowanych na modelu symulacyjnym).

Przy wyższych prędkościach model ujawnia impulsowe pobieranie mocy przez silnik - pojawiają się dwie przerywane linie momentu. Rzeczywisty pobór mocy (wielkość momentu) stanowi w przybliżeniu średnią ważoną z obu tych wartości. Celowe wydaje się więc wykorzystanie tego zjawiska dla opracowania napędu o zasilaniu impulsowym. Powyżej prędkości 0,8 m/s i dużych wydajnościach może być zasadne wprowadzenie napędu hydraulicznego - niestety znacznie droższego.

Konfrontacja uzyskanych wyników modelowania z pracą dwu prototypów wykazała dużą ich zbieżność. Przenośnik w Rogowie k/Żnina o długości 17 m i prędkości przenoszenia 0,5 m/s ma moc zainstalowaną 1,5 kW (według modelowania również 1,5 kW). Przenośnik w Sukowych k/Kruszwicy ma długość 30 m i prędkość przenoszenia 0,6 m/s oraz zainstalowaną moc 2,5 kW (według modelowania ok. 2,35 kW).

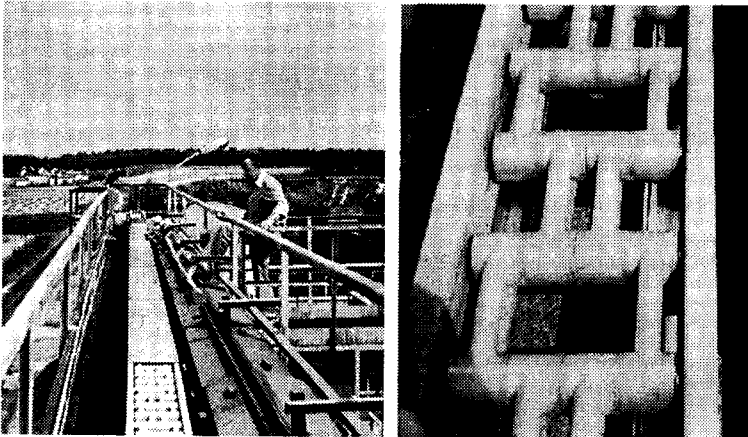
## 7. PRZENOŚNIKI BADANE W WARUNKACH EKSPLOATACYJNYCH

### 7.1. PROTOTYP

Podstawowe dane prototypu:

Typ przenośnika:	02PHO,
Układ:	2x2 poziomy,
Nosiwo:	pszenica,
Prędkość przenoszenia:	0,24-1,2 m/s,
Długość przenośnika:	10-70 m,
Obciążenie:	max,
Wydajność teoretyczna:	30-150 m <sup>3</sup> /h,
Rozruch:	z nosiwem na całej długości roboczej,
Naciąg wstępny łańcucha:	ok. 500 N,
Maksymalna siła w ciągnięciu:	6000 N,
Współczynnik bezpieczeństwa:	8,
Napęd:	silnik asynchroniczny prądu przemianowego, sprzęgło elastyczne, reduktor,
Materiał ogniwo:	Itamid 350,
Materiał sworzni:	Stal 40H,
Średnica sworzni:	16 mm.

Rysunek 7.1 przedstawia prototyp zainstalowany w magazynie PZZ w Rogowie k/Żnina na estakadzie nad zbiornikami magazynowymi.



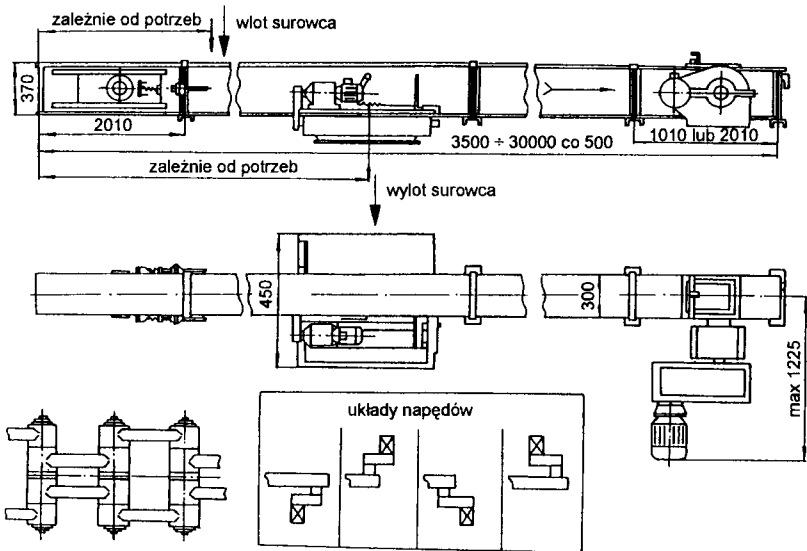
Rys. 7.1. Przenośnik badany (prototyp) i szczegół łańcucha

## 7.2. SERIA PRÓBNA

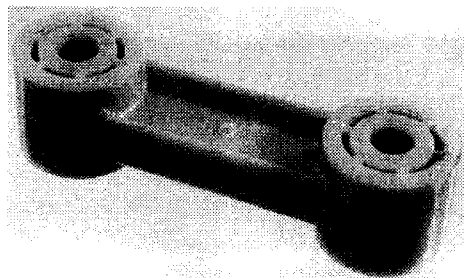
Seria próbna została wykonana w Zakładach „SPOMASZ” w Żninie według dokumentacji autora i pod jego nadzorem. Składała się ona z sześciu przenośników o długości 30 m, które zostały zamontowane w magazynie PZZ Sukowy k/Kruszwicy i w PGR Zegartowice k/Chełmży. Zastosowano w nich napędy o mocy 2,5 kW. Prędkość transportu ustalono na  $v = 0,6$  m/s.

Na rysunku 7.2 przedstawiono przenośnik O2PHO z serii próbnej, a na rysunku 7.3 wersję produkcyjną ogniwa.

W stosunku do prototypu zmieniona została średnica sworzni z 16 do 20 mm oraz zastosowano na sworznie materiał 40H. Zwiększono też gładkość powierzchni sworzni i gniazd koła napędowego.



Rys. 7.2. Wersja produkcyjna przenośnika zgrzeblowego z ciągnem elastycznym i zgrzeblami walcowymi O2PHO



Rys. 7.3. Wersja produkcyjna ogniwa łańcucha tworzywowego

W tulejach ogniw wykonano wgłębienia odciążające, mające na celu zmniejszenie skutków skurczu tworzywa i w efekcie powodujące mniejszą deformację otworów pod sworznie.



## 8. OCENA EKONOMICZNA PRZENOŚNIKA Z ŁAŃCUCHEM TWORZYWOWYM

Analizę ekonomiczną związaną ze stosowaniem nowego przenośnika przeprowadzono według metody analizy wartości zmodyfikowanej przez autora do oceny wniosków wynalazczych i prawidłowości konstrukcji [18, 267, 299, 336].

Najczęściej wykorzystywany zakres wydajności do 100 m<sup>3</sup>/h pokrywany jest obecnie najczęściej trzema wielkościami przenośników. W Polsce są to najbardziej rozpowszechnione przenośniki serii SPR lub podobne różnych producentów: SPR 3050 o wydajności do 40 m<sup>3</sup>/h, SPR 5050 - do 60 m<sup>3</sup>/h, SPR 120 - do 140 m<sup>3</sup>/h dla zboża.

Każdy z tych przenośników ma inne wymiary koryt, inny łańcuch i inne pozostałe elementy konstrukcyjne. Przenośnik z ciągnem tworzywowym (oznaczony jako 02PHO) ma wymiary koryta zbliżone do najmniejszego z wyżej wymienionych, czyli SPR 3050. Posiada więc podobną cenę jednak zdecydowanie niższą moc napędów dla analogicznych długości i wydajności oraz prostsze, a więc i tańsze niektóre elementy (dno koryta, prowadnice powrotne, koła napędowe). Wyposażony jest też w sprawniejszą od dotychczasowych zasuwę denną, żaluzjową o budowie segmentowej.

Poniżej przedstawiono analizę konstrukcji łańcucha tworzywowego w porównaniu ze stalowym. Porównano też inne podstawowe elementy konstrukcyjne przenośnika.

### 8.1. SPEŁNIANE FUNKCJE PRZEZ ELEMENTY PRZENOŚNIKA

#### Przenośnik z łańcuchem metalowym

- Ogniwo stalowe: przenosi siły, przemieszcza nosiwo, umożliwia napęd, mocuje zgarniak,
- Zgarniak z nakładkami elastycznymi: przemieszcza nosiwo, oczyszcza koryto,
- Sworzeń: łączy ogniwa, przenosi siły, umożliwia obrót,
- Dno przenośnika z listwą prowadzącą: umożliwia przemieszczanie, zmniejsza tarcie, przedłuża żywotność,
- Listwa powrotna z nakładką: umożliwia powrót, zmniejsza tarcie,
- Koło napędowe jednowieńcowe: przenosi napęd,
- Koło napinające: napina łańcuch, umożliwia nawrót.

## Przenośnik z łańcuchem tworzywowym

- Ogniwo tworzywowe: przenosi siły, przemieszcza nosiwo, umożliwia napęd, stanowi zgarniak,
- Zgarniaki: nie występują jako osobny element,
- Sworzeń: łączy ogniwa, przenosi siły, umożliwia obrót,
- Dno przenośnika: umożliwia przemieszczanie, zmniejsza tarcie, przedłuża żywotność; uniemożliwia zaleganie, eliminuje nakładki, listwa prowadząca nie występuje,
- Listwa powrotna: umożliwia powrót, nakładka nie występuje,
- Koło napędowe trójwieńcowe: przenosi napęd, rozkłada obciążenie,
- Koło napinające: napina łańcuch, umożliwia nawrót.

Elementy nie występujące w łańcuchu tworzywowym stanowią słabe punkty łańcucha stalowego. Zgarniaki często się odkształcają, a nakładki elastyczne mają niską żywotność i po krótkim okresie eksploatacji przestają spełniać funkcję oczyszczania koryta. Listwa ze stali stopowej na dnie utrudnia samooczyszczanie koryta i dwukrotnie podraża cenę dna. Nakładka listwy powrotnej wykonywana z drewna łściastego ma niską trwałość i umożliwia rozwój niepożądanych mikroorganizmów.

Konstrukcja łańcucha tworzywowego wykonywanego z powtarzalnych elementów zapewnia:

- unifikację ogniw łańcucha dla całego obszaru zastosowań,
- zwiększenie prędkości transportu - większą wydajność w tych samych gabarytach,
- zmniejszenie oporów ruchu - mniejszą moc napędu,
- znacznie większą żywotność łańcucha, dna, prowadnic, kół i sworzni,
- cichobieżność,
- łatwość dostosowania szerokości łańcucha do każdej szerokości koryta powyżej 180 mm oraz możliwość modernizacji istniejących przenośników bez ich demontażu,
- obniżenie kosztów eksploatacji,
- obniżenie kosztów modernizacji i skrócenie jej czasu,
- uproszczenie gospodarki częściami zamiennymi.

## 8.2. ZESTAWIENIE KOSZTÓW PRZENOŚNIKA

Zamieszczona poniżej tablica 8.1 przedstawia zestawienie kosztów przykładowego przenośnika o długości 30 m i wydajności 100 m<sup>3</sup>/h eksploatowanego przez dziesięć lat w przeciętnych warunkach (ceny z 1998 roku) [206].

Koszt roczny eksploatacji przenośnika 02 PHO stanowi około 69 % kosztów wyliczonych dla przenośnika SPR.

Tablica 8.1

## Zestawienie kosztów przenośników

Lp.	Nazwa	Ilość	SPR		02 PHO	
			koszt jednostkowy	koszt całkowity	koszt jednostkowy	koszt całkowity
1	Łańcuch	33 m	195,00	6435,00	316,00	10428,00
2	Koryto pośrednie	13	900,00	11700,00	680,00	8840,00
3	Stacja napędowa	1	2900,00	2900,00	1950,00	1950,00
4	Stacja końcowa	1	2700,00	2700,00	1750,00	1750,00
5	Napęd 5.5 kW 2,5 kW	1	5720,00 -	5720,00 -	- 2900,00	- 2900,00
6	Zasuwa	4	2800,00	11200,00	3000,00	12000,00
7	Godzina pracy [zł/kWh]	1	0,28	1,54	0,28	0,70
8	Energia elektryczna (10 lat)			15400,00		7000,00
9	Remonty planowe			10335,00		-
10	Wartość przenośnika			50990,00		37868,00
11	VAT			11218,00		8331,00
12	Montaż przenośnika 30 % p. 10			15997,00		11360,00
13	Koszt całkowity			93605,00		64559,00
14	Koszt roczny			9360,00		6456,00
15	Trwałość gwarantowana			5 lat		10 lat

W kosztach nie uwzględniono strat z tytułu przesyphu, które mogą dochodzić do 1 % wartości przenieszonego surowca w przenośnikach SPR, a nie występują praktycznie w 02PHO. Nie uwzględniono też „kosztów hałasu”, wynikających z przekraczania norm głośności przez przenośniki z łańcuchem metalowym, jak również znacznie większej ilości miejsca zajmowanej przez przenośnik SPR (o około 50 %).

Trwałość i koszt remontów przenośników SPR przyjęto według danych uzyskanych w Przedsiębiorstwie PZZ w Bydgoszczy, a trwałość przenośników 02PHO według badań symulacyjnych autora.

### 8.3. KOSZT UKŁADU TRANSPORTU POZIOMEGO

Tablica 8.2 przedstawia zestawienie przenośników transportu poziomego w typowym zakładzie przetwórstwa zbożowo-paszowego (przemysłowa wytwórnia pasz WP-20) i hipotetyczny zysk na mocy zainstalowanej wynikający z ich zamiany na przenośniki 02PHO.

Zamiana przenośników z łańcuchem metalowym na nowe z ciągnem tworzywowym może spowodować zmniejszenie mocy zainstalowanej o 39,5 % i zmniejszenie liczby typów przenośników do trzech, mimo zwiększenia ich ilości z 27 do 41. Mimo to koszt inwestycji nie ulegnie zwiększeniu.

Opracowane przez autora wersje rozwojowe przenośników z ciągnem tworzywowym przeznaczone do większej wydajności mogą ten korzystny bilans jeszcze poprawić.

Zestawienie przenośników w wytwórni pasz WP-20

Lp	Nazwa	Ilość	SPR		02 PHO	
			koszt jednostkowy	koszt całkowity	koszt jednostkowy	koszt całkowity
1	Łańcuch	33 m	195,00	6435,00	316,00	10428,00
2	Koryto pośrednie	13	900,00	11700,00	680,00	8840,00
3	Stacja napędowa	1	2900,00	2900,00	1950,00	1950,00
4	Stacja końcowa	1	2700,00	2700,00	1750,00	1750,00
5	Napęd 5,5 kW 2,5 kW	1	5720,00 -	5720,00 -	- 2900,00	- 2900,00
6	Zasuwa	4	2800,00	11200,00	3000,00	12000,00
7	Godzina pracy [zł/kWh]	1	0,28	1,54	0,28	0,70
8	Energia elektryczna (10 lat)			15400,00		7000,00
9	Remonty planowe			10335,00		-
10	Wartość przenośnika			50990,00		37868,00
11	VAT			11218,00		8331,00
12	Montaż przenośnika 30 % p. 10			15997,00		11360,00
13	Koszt całkowity			93605,00		64559,00
14	Koszt roczny			9360,00		6456,00
15	Trwałość gwarantowana			5 lat		10 lat

Magazyn halowy								
P27	SPR 120	1	80	25	7,5	1	3,5	4
Moc napędów					7,5		3,5	4
Przetwórnia pasz WP-20								
		27			419	41	253,5	165,5

## 9. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Badania procesu przemieszczania surowca ziarnistego przez ciągną ze zgarniakami pracujące w zamkniętym korycie sprowadzały się dotychczas do konstruowania łańcuchów o coraz wyższej wytrzymałości i sprawdzaniu ich w praktyce.

Rozwiązanie przez autora problemu współdziałania surowca z ciągnem elastycznym i z zabierakami walcowymi, opracowanie i zweryfikowanie modelu tej współpracy, określenie metod symulacji procesu i weryfikacja doświadczalna przyjętych założeń pozwalają na wprowadzenie do praktyki nowej generacji przenośników zgrzebłowych.

Udowodniona została teza o korzystnej roli tzw. „trzeciego ciała” w ślizgowych parach tribologicznych stal - tworzywo pracujących w przenośniku „na sucho”. Są nim produkty zbożowe (pył, kutyna). Pozwala to na projektowanie przenośników do zboża o znacznie mniejszych mocach napędów.

Udowodniona możliwość zwiększenia prędkości przemieszczania nośnika, w przypadku stosowania ciągną tworzywowego prowadzi do zmniejszenia gabarytów nowych przenośników i pozwala na modernizację istniejących dróg transportu technologicznego.

Opracowana przez autora zasawa żaluzjowa wspomaga możliwość całkowitej likwidacji niezwykle uciążliwego zjawiska przesypu - trudnego do opanowania technicznie i niekorzystnego ekonomicznie.

Przeprowadzone badania wskazały jednocześnie na istnienie niezidentyfikowanych dotąd zjawisk dynamicznych w długich i elastycznych ciągnach oraz na perspektywiczne możliwości zaprojektowania i przebadania napędu impulsowego, zgodnego z chwilowymi stanami zapotrzebowania mocy przez silnik przenośnika o dużej szybkości przemieszczania.

Zaprojektowana w wyniku niniejszych badań nowa konstrukcja przenośnika do zboża została opatentowana i w 1998 roku uzyskała złoty medal na Światowej Wystawie Wynalazków „Eureka” w Brukseli.

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować wnioski szczegółowe:

1. Przeprowadzone badania nowego typu przenośnika pozwalają na stwierdzenie, że możliwe jest zwiększenie prędkości transportu zboża z obecnie stosowanej  $0,3 \div 0,5$  m/s do 1 m/s. Oznacza to ponad dwukrotne zmniejszenie przekroju poprzecznego przenośnika o tej samej wydajności lub podwojenie wydajności w dotychczasowych gabarytach.
2. Stwierdzono, że moc napędu przenośnika, wbrew dotychczasowym poglądom nie jest proporcjonalna do wydajności i długości przenośnika i dla nowej konstrukcji jest mniejsza, szczególnie dotyczy to nadwyżki mocy potrzebnej do rozruchu z pełnym korytem.
3. Opracowany symulacyjny model matematyczny pozwala na każdorazowe dostosowanie mocy przenośnika z ciągnem tworzywowym do założonych parametrów pracy i surowca przenoszonego.

4. Przenośnik nowej konstrukcji w znacznie mniejszym stopniu niż dotychczasowe wpływa na wzrost ilości ziaren uszkodzonych w wyniku transportu.
5. Przenośnik z ciągnem tworzywowym i nową zasuwą żaluzjową pozwala na całkowitą eliminację niekorzystnego zjawiska przesypu, niemożliwą do uzyskania w dotychczasowych konstrukcjach.
6. Z badań zużycia ogniwi łańcucha przenośnika nowego typu wynika, że w analizowanym okresie eksploatacji zmiany ich podziałki i grubości mieszczą się w przyjętych granicach. Pozwala to na prognozowanie trwałości łańcucha odpowiadającej 10 - 12 - letniej eksploatacji przy transporcie zboża w warunkach przetwórci pasz lub magazynu ziarna. Kontrola zużycia polega na pomiarze grubości ogniwi. Po osiągnięciu połowy wartości granicznej łańcuch można odwrócić.
7. Opracowane ciągnie tworzywowe umożliwiają modernizację istniejących przenośników do zboża typu redler, bez konieczności demontażu koryt. Jest to szczególnie istotne w przypadku modernizacji zakładu przetwórstwa zboża, związanej ze zwiększeniem jego mocy przerobowej.
8. Dalsze badania przenośnika do zboża z ciągnem elastycznym i zabierakami walcowymi należy ukierunkować na:
  - zbadanie nieznanych dotychczas zjawisk dynamicznych w długim ciągnie elastycznym (powyżej 40 m, i przy dużych prędkościach transportu (powyżej 0,6 m/s),
  - poszukiwanie i badanie nowych tworzyw konstrukcyjnych oraz nowych typów ich wzmocnień (włókna aramidowe, grafitowe itp.),
  - poszukiwanie możliwości modernizacji typowego napędu przenośnika, np. przez sterowanie impulsowe silnika elektrycznego.



## LITERATURA

- [1] Ackoff R.L.: Decyzje optymalne w badaniach stosowanych. PWN, Warszawa, 1969.
- [2] Ajdukiewicz K.: Analiza wariancji. PWN, Warszawa, 1970.
- [3] Alfrey T. jr: Mechanical Behavior of High Polymers. Interscience, New York, 1965.
- [4] Alperin V.I.: Konstrukcionnyje stekłoplastiki. Chimia, Moskwa, 1979.
- [5] Altszuller G.S.: Algorytm wynalazku. WNT, Warszawa, 1972.
- [6] Altszuller G.S.: Elementy teorii twórczości inżynierskiej. WNT, Warszawa, 1983.
- [7] Altszuller G.S.: Strategia wynalazczości: sterowanie sposobem stawiania zadania. WNT, Warszawa, 1983.
- [8] Antoniak J.: Obliczenia przenośników stosowanych w górnictwie. Śląsk, Katowice, 1970.
- [9] Antoniak J.: Przenośniki zgrzeblowe. Śląsk, Katowice, 1968.
- [10] Antoniak J.: Transport kopalniany. Przenośniki. Politechnika Śląska, Gliwice, 1972.
- [11] Antos Cz., Czubak A., Jabłoński R., Jajko A., Siedlar A.: Współczynniki oporów ruchu przenośników zgrzeblowych transportujących rudy miedzi. Zagadnienia Tarcia, Zużycia i Smarowania. PWN, Warszawa, 1970.
- [12] Ballasy Z., Horabik J., Molenda M.: On friction properties of wheat grain. Zesz. Probl. PNR, Warszawa, 1989.
- [13] Bąbiński C.: Elementy nauki o projektowaniu. WNT, Warszawa, 1969.
- [14] Belyj W.A.: Trenie i iznos materialov na osnove polimerov. Nauka, Moskwa, 1976.
- [15] Belyj W.A.: Trenie polimerov. Nauka, Moskwa, 1972.
- [16] Bennet C.O., Meyers J.R.: Przenoszenie pędu, ciepła i masy. WNT, Warszawa, 1966.
- [17] Beyer W., Schaab H.: Glasfaserverstärkte Kunststoffe. Karl Hanser Verl, München, 1969.
- [18] Biliński W., Ceraficki J., Nowakowski A.: Analiza wartości. PWE, Warszawa, 1973.
- [19] Błasiński H., Młodziński B., Rżyski E.: Aparatura przemysłu spożywczego. PŁ, Łódź, 1977.
- [20] Błasiński H., Młodziński B.: Aparatura przemysłu chemicznego. WNT, Warszawa, 1983.
- [21] Bogatin O.B., Morov W.A., Cerskij J.N.: Osnovy rasceta polimernych uzlov trenia. Nauka, Novosibirsk, 1983.
- [22] Boss J.: Aparatura procesowa. Procesy dynamiczne. WSInż., Opole, 1989.

- [23] Boss J.: Maszyny i urządzenia przemysłu spożywczego. WSInż., Opole, 1984.
- [24] Brach I., Dyduzyński J., Komocki H.: Najnowsze rozwiązania konstrukcyjne w budowie aparatury chemicznej. WNT, Warszawa, 1960.
- [25] Bright E., Wilson J.R.: Wstęp do badań naukowych. PWN, Warszawa, 1968.
- [26] Broniewski T., Iwasiewicz A., Kapko J., Płaczek W.: Metody badań i oceny własności tworzyw sztucznych. WNT, Warszawa, 1970.
- [27] Broś J.: Badania wpływu twardości czopa stalowego na pracę pary łożyskowej sztuczne - stal. Seminarium Sekcji Tarcia, Smarowania i Zużycia KBM PAN „Tarcie i zużycie tworzyw sztucznych”. WAT, Warszawa, 1967.
- [28] Broś J.: Podstawy doboru nowych materiałów na niektóre elementy ślizgowe w świetle badań technologicznych. Zesz. Nauk. Polit. Krak. Mechanika, Kraków, 1965.
- [29] Broś J.: Współczynniki tarcia i zużycia fenolowych tworzyw wzmocnionych. Zesz. Nauk. Polit. Krak. Zesz. Specj., Nr 2, Kraków, 1966.
- [30] Broutman L.J., Mc Garry F.J.: Glass-resin joint strengths studies. 17th Annual Technical and Management Conference SPI, Sec. 1-E, 1962.
- [31] Broutman L.J.: Glass-resin joint strengths and their effect on failure mechanisms in reinforced plastics. Polymer Engineering and Science 1966.
- [32] Brychta P.: Antriebstechnische Möglichkeiten zur Verbesserung des Schweranlaufs von Kettenkratzerförderern, Nr 12, Glückauf, 1984.
- [33] Brycki B., Opolski T.: Drgania wzdłużne łańcuchów przenośników. Przegląd Górniczy, Nr 3, Katowice, 1960.
- [34] Brzeziński S.: Badania nad polepszeniem własności wyprasek poliamidowych. Praca CLOP, Nr S-522/638, Poznań, 1967.
- [35] Brzeziński S.: Badania nad zwiększeniem obciążalności łożysk ślizgowych segmentowych z poliamidów. Praca CLOP, Nr S-619, Poznań, 1971.
- [36] Brzeziński S.: Badania porównawcze własności ślizgowych i ścieralności 15 nowych tworzyw produkcji zagranicznej. Praca OBR „Proplast”, Poznań, 1973.
- [37] Brzeziński S.: Badania własności tribologicznych 6 krajowych tworzyw termoplastycznych. Praca OBR „Proplast”, Poznań, 1979.
- [38] Brzeziński S.: Łożyska ślizgowe z poliamidów. Część 1 i 2, CLOP, Poznań, 1968.
- [39] Buckley D.H.: Surface effects in adhesion, friction, wear and lubrication. Amsterdam-Oxford-New York.



- [40] Budny J.: Energia w produkcji i przetwórstwie żywności. V Konf. Naukowo-Techniczna „Budowa i eksploatacja maszyn w przemyśle spożywczym”, Poznań - Błażejewko, 1990.
- [41] Budny J.: Inżynieria i aparatura przemysłu spożywczego. WNT, Warszawa, 1970.
- [42] Budny J.: Gospodarka cieplna i energetyczna w zakładach przemysłu spożywczego. WSP, Olsztyn, 1981.
- [43] Bukowski J.: Mechanika płynów. PWN, Warszawa, 1975.
- [44] Cannon R.H. jr.: Dynamika układów fizycznych. WNT, Warszawa, 1973.
- [45] Cartyon B.: Machining of plastics. Plastics tooling and manufacturing handbook ASTM. New York: Engelwood Cliffs N.J., 1965.
- [46] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa, 1982.
- [47] Challande R.: Mesure et elimination de l'electricite statique nuisible. Ed. Eyrolleset Gauthier-Villars, Paris, 1973.
- [48] Chwiej M.: Aparatura przemysłu spożywczego. Maszyny i aparaty. PWN, Warszawa, 1984.
- [49] Chwiej M.: Aparatura przemysłu spożywczego. WNT, Warszawa, 1983.
- [50] Chwiej M.: Maszynoznawstwo. PWN, Warszawa, 1974.
- [51] Cicinadze A.W.: Polimery v uzlach trenia mašin i proborov. Maszynostrojenije, Moskwa, 1980.
- [52] Cicinadze A.W., Matvejevskij R.M, Braun E.D.: Materialy v tribotechnike nestacsonarnych processov. Nauka, Moskwa, 1986.
- [53] Corten H.T.: Reinforced plastics. SPE Reonhold Publ. Corp., New York, 1965.
- [54] Cottrell A.H.: Własności mechaniczne materii. PWN, Warszawa, 1970.
- [55] Cowin S.C.: The Theory of Statis Loads in Bins. J. of Appl. - Mech. Trans. ASME 44/3, 1977.
- [56] Czaplicka-Koźarz K.: Model relaksacji krótkotrwałej polimerów. PAN, Zabrze, 1978.
- [57] Czurda K., Kudlaczek F., Sławiczek M., Szimek J.: Technologia przetwórstwa paszowego. PWRiL, Warszawa, 1977.
- [58] Danilin A.S.: Proizvodstvo kombikormow za rubiežom. Kołos, Moskwa, 1968.
- [59] Darlewski J., Błaszczuk M., Czech M.: Wiercenie tworzyw sztucznych warstwowych. Normatywy technologiczne. MPM - Wema, Warszawa, 1973.
- [60] Darlewski J.: Obróbka skrawaniem tworzyw sztucznych warstwowych. WNT, Warszawa, 1978.
- [61] Dew-Hughes D., Way I.L.: Fundamentals of fibre - filled thermoplastisc, Plastics and Polymers, April, 1970.

- [62] Dietrych J.: System i konstrukcja. WNT, Warszawa, 1985.
- [63] Dietrych J., Kocańda S., Korewa W.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa, 1974.
- [64] Dimitrewski J.: Mechanizacja przygotowywania pasz. PWRiL, Warszawa, 1986.
- [65] Dimitrewski J.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Tom 3. PWRiL, Warszawa, 1978.
- [66] Dobrosz K., Matysiak A.: Tworzywa sztuczne. Właściwości i zastosowanie. WSiP, Warszawa, 1976.
- [67] Dolipski M.: Dynamika górniczych przenośników zgrzeblowych. Zesz. Nauk. Polit. Śl., Gliwice, 1989.
- [68] Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 1997.
- [69] Dolipski M.: Modelowe badania rozruchu przenośnika zgrzeblowego. XXVI Sympozjum „Modelowanie w mechanice”, Gliwice - Kudowa, Marzec 1987.
- [70] Dolipski M.: Obciążenia dynamiczne w łańcuchu zgrzeblowym. Przegląd Mechaniczny, Nr 18, Warszawa, 1982.
- [71] Dolipski M.: Tłumienie drgań w przenośnikach zgrzeblowych. XII Sympozjum „Drgania w układach fizycznych”, Poznań - Błażejewko, 1986.
- [72] Dolipski M.: Wielokryterialne porównanie normalnego i specjalnego ząbienia łańcuchowego. Referat w Ośrodku Postępu Technicznego, Katowice, 1982.
- [73] Dolipski M.: Wpływ napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu pociagowym o konturze zamkniętym. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice, 1980.
- [74] Draper N.H., Smith H.: Analiza regresji stosowana. PWN, Warszawa, 1973.
- [75] Drescher A.: Badanie mechanizmów plastycznego płynięcia materiałów ziarnistych. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1975.
- [76] Drescher A.: Metody obliczeń paré i przepływu materiałów ziarnistych w zbiornikach. PWN, Warszawa, 1983.
- [77] Drescher A.: O pewnej metodzie wyznaczania kryterium zniszczenia polimerów. Mech. Teoret. i Stos., Warszawa, 1969.
- [78] Dwiliński L., Smalko Zb., Szumniak J.: Inżynieria materiałowa w problematyce niezawodności maszyn. PWN, Warszawa, 1976.
- [79] Dyląg Z., Orłoś Z.: Wytrzymałość zmęczeniowa materiału. WNT, Warszawa 1962.
- [80] Dziama A.: Metody konstruowania maszyn. PWN, Warszawa, 1985.
- [81] Dzwonnik Cz.: Badania tarcia tworzyw sztucznych w warunkach pracy przenośników zgarniakowych. CBKM, Bytom, 1973.
- [82] Ehrenstein G.W.: Technologie der Faserverbund-Kunststoffe. Umdruck zur Vorlesung. Universität Erlangen-Nürnberg, 1991.

- [83] Elemente der Lebensmittelmaschinen in Vakuumverfahren geformt. Materiały Konferencji „Technomer”, Karl Marks Stadt, 1987.
- [84] Erhard G., Strickle E.: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen. Düsseldorf, VDI - Verlag GmbH, 1974.
- [85] Fąfara R.: Wpływ niektórych zespołów mechanizmów kombajnów zbożowych na ich pracę. Roczn. Nauk Roln., Warszawa, 1967.
- [86] Feltes M.J.: Mechanical conveyor belt fastener systems. Bulk Solids, Nr 4, Handling, 1993.
- [87] Ferguson J., Kembłowski Z.: Reologia stosowana płynów. Marcus, Łódź, 1995.
- [88] Ferry J.D.: Lepkosprężystość polimerów. WNT, Warszawa, 1965.
- [89] Fiala J., Jelinek A.: Fyzikalni wlasnosti zemedelskích materialí. Zemedelskie Techn., t. 17, z. 5, Praha, 1971.
- [90] Friedrich K., Cyffka M.: On the wear of reinforced thermoplastics by different abrasive papers. T. 103, Nr 4, Wear, 1985.
- [91] Friedrich K.: Friction and wear of polymer composites. Fortschritt. VDI - Verlag, Düsseldorf, 1984.
- [92] Friedrich W.: Wpływ własności fizycznych surowców na procesy technologiczne zachodzące przy sporządzaniu mieszanki paszowej. Biul. Inform. Przem. Pasz., Nr 1, Warszawa, 1971.
- [93] Frrall A.W.: Engineering for Dairy and Food Products. Wiley, New York, 1963.
- [94] Fung Y.C.: Podstawy mechaniki ciała stałego. PWN, Warszawa, 1977.
- [95] Gach S., Kuczewski J., Waszkiewicz C.: Maszyny rolnicze. Elementy teorii i obliczeń. SGGW, Warszawa, 1991.
- [96] Gąska R., Kolowca J., Slipek Z.: Wpływ obciążeń mechanicznych na wartość biologiczną ziarna pszenicy. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 73, z. 4, Warszawa, 1978.
- [97] Gąska R., Kolowca J.: Wpływ stopnia uwilgocenia ziarna na powstanie mechanicznych uszkodzeń. Zesz. Probl. PNR, Warszawa, 1978.
- [98] Gieroba J., Dreszer K.: Proces przemieszczania ziarna w przenośnikach śrubowych i zabierakowych. Zakład Agrofizyki PAN, Lublin, 1984.
- [99] Gieroba J., Dreszer K.: Badania układu przemieszczania ziarna w kombajnie zbożowym. Z 060 Bizon Gigant, Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 75, Warszawa, 1981.
- [100] Gieroba J., Dreszer K.: Mechaniczne uszkodzenia ziarna w czasie transportu przenośnikami. Masz. Ciągniki Roln., Nr 4, Warszawa, 1979.
- [101] Gieroba J., Dreszer K.: Porównawcze badania przenośników ziarna stosowanych w kombajnach zbożowych. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 74, Warszawa, 1980.

- [102] Godziszewski J., Mania R., Pampuch R.: *Zasady planowania doświadczeń i opracowywania wyników pomiarów*. AGH, Kraków, 1987.
- [103] Goliński J.: *Metody optymalizacji w projektowaniu technicznym*. WNT, Warszawa, 1974.
- [104] Goździecki M., Świątkiewicz H.: *Przenośniki*. WNT, Warszawa, 1979.
- [105] Grochowicz J.: *Zaawansowane techniki wytwarzania przemysłowych mieszanek paszowych*, Pagros, Lublin, 1998.
- [106] Grochowicz J., Opielak M.: *Badania nad grawitacyjnym wpływem ze zbiorników niektórych sypkich produktów rolnych i spożywczych*. Roczn. Nauk Roln., c-3, t. 76, Warszawa, 1986.
- [107] Gienkov P.L.: *Miechanika nasypnych грузов*. Maszynostrojenije, Moskva, 1964.
- [108] Grochowicz J., Opielak M.: *Badania zależności gęstości usypowej pszenicy od warunków pomiaru*. Zesz. Probl. PNR, z. 328, 1987.
- [109] Grochowicz J., Opielak M.: *Studies on the relationship of bulk density and measurement conditions*. CIGR Conference, GATE Mechanika Godollo, 1980.
- [110] Grochowicz J.: *Maszyny do czyszczenia i sortowania nasion*. PWRiL, Warszawa, 1971.
- [111] Grochowicz J.: *Niektóre zagadnienia odporności nasion na uszkodzenia mechaniczne*. Zesz. Probl. PNR, z. 112, Warszawa, 1971.
- [112] Grochowicz J.: *Technologia produkcji mieszanek paszowych*. PWRiL, Warszawa, 1985.
- [113] Grochowicz J. i inni: *Budowa, eksploatacja i konserwacja maszyn i urządzeń w wytwórniach pasz*. Cz. I, Sigma, Warszawa, 1976.
- [114] Grochowicz M., Grundas S., Molenda M.: *Urządzenie do pomiaru siły tarcia zewnętrznego materiałów sypkich, zwłaszcza ziarna zbóż*. Patent polski nr 120183.
- [115] Grochowicz M., Grundas S., Molenda M.: *A device for the investigation of the external friction of a grain medium*. 2nd Intern. Conf. „Physical properties of agricultural materials”, Godollo 12, 1980.
- [116] Grochowicz M., Horabik J., Molenda M.: *Zastosowanie aparatu trójosiowego ściskania do badania właściwości mechanicznych ośrodków rozdrobionych pochodzenia roślinnego*. Zesz. Probl. PNR, z. 320, Warszawa, 1987.
- [117] Grundas S.: *Niektóre aspekty podatności ziarna pszenicy zwyczajnej na uszkodzenia mechaniczne*. Rozprawa habilitacyjna, Problemy Agrofizyki, Nr 54, Lublin, 1987.
- [118] Grundas S.: *Próba określenia związku pomiędzy obciążeniem statycznym a porowatością ziarna pszenicy*. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 73, Warszawa, 1978.

- [119] Grzegorzcyk L., Halama A., Onisk Z.: Wpływ wibracji i hałasu na zdrowie człowieka. MON, Warszawa, 1982.
- [120] Grzesiak Ł., Kołodziejcki J., Netzel Z.: Badania trwałościowe obiektów technicznych. WNT, Warszawa, 1968.
- [121] Gulman T.P., Buchatijarov N.T., Żaczepin K.S.: Issljedowanije stekłoplastikow fotouprugimi i diffjerjencjalno-termiczeskimi metodami. "Fiziko - chimija i mechanika orientirowannyh stekłoplastikow". Nauka, Moskwa, 1967.
- [122] Hagen H.: Glasfaserverstärkte. Kunststoffe, Berlin, 1961.
- [123] Haman J., Grochowicz M.: Methodology of determination of the internal friction coefficient of grain layer at increased strains. Zesz. Probl. PNR, z. 203, Warszawa, 1978.
- [124] Haman J., Zdanowicz A.: O potrzebie rozszerzenia studiów nad reologią materiałów w rolnictwie. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 68, z. 2, Warszawa, , 1968.
- [125] Haman J.: Rheological properties of cereals and their theoretical interpretation. Zesz. Probl. PNR, z. 203, Warszawa, 1978.
- [126] Haviland R.P.: Niezawodność urządzeń technicznych. PWN, Warszawa, 1968.
- [127] Hebda M., Janecki J.: Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn. WNT, Warszawa, 1972.
- [128] Hebda M., Wachal A.: Trybologia. WNT, Warszawa, 1980.
- [129] Herbst A.: Przenośniki systemu Redlera. Konstrukcja i obliczanie. CBKMS, Praca niepublikowana, Warszawa, 1957.
- [130] Holzweissig F., Meltzer P.: Messtechnik der Maschinendynamik. V.VEB, Leipzig, 1972.
- [131] Hopf L.: Technologia młynarstwa. PWRiL, Warszawa, 1952.
- [132] Horabik J., Molenda M.: Force and contact area of wheat grain in friction. J. Agric. Engng. Res., vol. 41, 1988.
- [133] Horabik J., Molenda M.: Opory tarcia i naprężenia w strefie kontaktu ziarniaka pszenicy z płaską powierzchnią. Annales UMCS, Vol. XLV/XLVI 20, 1991.
- [134] Horabik J., Molenda M.: The true contact area between wheat grain and flat surface. Zesz. Probl. PNR, z. 378, Warszawa, 1989.
- [135] Horabik J.: Wpływ właściwości mechanicznych ziarna pszenicy na rozkład obciążenia w zbiorniku. Instytut Agrofizyki im. B. Dobrzańskiego PAN, Lublin, 1994.
- [136] Hueckel T.: Nieliniowy opis deformacji sprężysto-plastycznej ciał rozdrobnionych. Prace IPPT PAN, Warszawa, 1972.
- [137] Hyla L.: Wybrane zagadnienia z inżynierii materiałów kompozytowych. PWN, Warszawa, 1978.
- [138] Ikramov U.A.: Rascetnye metody ocenki abrazivnogo iznosa. Maszinstrojenije, Moskwa, 1987.

- [139] Iracki L.: Rozwiązania technologii przetwórstwa zbóż i strączkowych jadalnych. Przegląd Zboż. - Młyn., Nr 3-4, Warszawa, 1986.
- [140] Irwin C.R.: Report Nr 5120 Naval Research Lab. TIAM Report, Nr 213 1958. Univ. of Illinois, 1962.
- [141] Janczak K., Górnicki K.: Badanie zużycia łańcuchów pociagowych. Politechnika Świętokrzyska, Eksploatacja Maszyn, Nr 5-6, Kielce, 1978.
- [142] Janecki J., Marczak R.: Eksploatacyjne metody zwiększania trwałości maszyn. XIII Sympozjum Tribologiczne, Częstochowa, 1984.
- [143] Janecki L.: Zużycie części samochodowych wykonanych z tworzyw sztucznych. WKiŁ, Warszawa, 1982.
- [144] Jankowski S.: Maszyny i urządzenia produkcyjne przemysłu spożywczego. AR, Poznań, 1970.
- [145] Jankowski S.: Zarys technologii młynarstwa i kaszarstwa. WNT, Warszawa, 1981.
- [146] Jankowski S.: Zarys technologii zbóż i strączkowych jadalnych. PWN, Warszawa, 1967.
- [147] Jasik K., Chwiej M., Świerczyński A.: Inżynieria przemysłu spożywczego. Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań, 1979.
- [148] Jasik K.: Inżynieria przemysłu spożywczego. Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań, 1979.
- [149] Jasik K.: Maszyny dla przemysłu spożywczego. Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań, 1977.
- [150] Jastrzębski Z.D.: Właściwości tworzyw konstrukcyjnych. WNT, Warszawa, 1962.
- [151] Jaźwiński S.T.: Inżynieria materiałowa. WiR, Nr 13, Warszawa, 1972.
- [152] Jones J.Ch.: Metody projektowania. WNT, Warszawa, 1977.
- [153] Jurga R.: Przetwórstwo zbóż. Cz. 1. WSiP, Warszawa, 1982.
- [154] Kamiński W.: Ekonomia i organizacja przemysłu spożywczego. PWT, Warszawa, 1975.
- [155] Kanafojski C., Karwowski T.: Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. PWRiL, Warszawa, 1972.
- [156] Katalog SPOMASZ: Maszyny i urządzenia dla przemysłu spożywczego. T. 1. Maszyny i urządzenia dla przemysłu zbożowo-paszowego. WEMA, Warszawa, 1979.
- [157] Kelar K., Ciesielska D.: Fizykochemia polimerów - wybrane zagadnienia. Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań, 1997.
- [158] Kobayaschi A.: Machining of plastics. McGraw-Hill, New York, 1967.
- [159] Kocańca S., Dietrych J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Warszawa, 1971.
- [160] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. WNT, Warszawa, 1985.

- [161] Koch R.: Procesy mechaniczne w inżynierii chemicznej. Wyd. Pol. Wrocławskiej, Wrocław, 1984.
- [162] Kolman R., Sikora R.: Obróbka skrawaniem tworzyw sztucznych. WNT, Warszawa, 1967.
- [163] Kolowca J., Rys S., Ślipek Z.: Problemy pomiaru i opisu niektórych cech fizycznych zboża. Zesz. Probl. PNR, z. 258, Warszawa, 1983.
- [164] Kolowca J.: Badania nad wytrzymałością ziarna pszenicy na powstanie mechanicznych uszkodzeń. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, t. 71, 1974.
- [165] Kolowca J.: Badania nad wytrzymałością ziarna zbóż. Zesz. Nauk. WSR, Nr 14, Kraków, 1977.
- [166] Kolowca J.: Własności mechaniczne ziarna pszenicy. Biuletyn IHAR, Nr 5-6, 1973.
- [167] Kombałow B.C.: Ocena tribotechnicznych свойств kontaktirujeszczich powerchnosti. Nauka, Moskwa, 1983.
- [168] Koper R.: Nowoczesne metody badań własności mechanicznych ziarna zbóż. Warszawa, Zesz. Probl. PNR, z. 320, 1987.
- [169] Koszkuł J., Gnatowski A.: Wpływ wygrzewania na wybrane właściwości fizyczne kompozytów poliamidu 6 z mikrosferami z popiołów lotnych. VIII Seminarium „Tworzywa Sztuczne w Budowie Maszyn”, Kraków, 1997.
- [170] Koziej J.: Urządzenia techniczne w rolnictwie. PWRiL, Warszawa, 1984.
- [171] Kragelskij I.V.; Dobycyn M.N.; Kombałow V.S.: Osnovy rascetov na trenije i iznos. Maszynostrojenije, Moskwa, 1977.
- [172] Kuciel S.: Doświadczalna weryfikacja teorii niecek potencjalnych przy relaksacji poliamidu 6. IV Seminarium „Tworzywa sztuczne w budowie maszyn”. Kraków, 1985.
- [173] Kwieciński A.: Maszyny i urządzenia w produkcji zwierzęcej. PWN, Warszawa, 1984.
- [174] Leszek W., Zwierzycki W.: Współczesna interpretacja pojęć tarciovych i zużyciovych. Trybologia, Nr 2, Warszawa, 1987.
- [175] Levinson M.: Displacement and Velocity Fields in Hoppers. Powder Technology 16, 1977.
- [176] Lewicki P.: Inżynieria procesowa i aparatura przemysłu spożywczego. WNT, Warszawa, 1982.
- [177] Lewicki P.: Inżynieria przemysłu spożywczego. WNT, Warszawa, 1983.
- [178] Łańcuchy drabinkowe. Katalog WEMA, Warszawa, 1963.
- [179] Łączyński B.: Nietalowe elementy maszyn. WNT, Warszawa, 1988.
- [180] Malczewski J., Piekarski M.: Modele procesów transportu masy, pędu i energii. PWN, Warszawa, 1992.

- [181] Malczewski J.: *Mechanika materiałów sypkich. Operacje jednostkowe.* Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1994.
- [182] Mallick P.K.: *Fiber Reinforced Composites.* London, 1989.
- [183] Metzger T.: *Analiza wpływu wybranych cech fizycznych na wartość współczynnika tarcia wewnętrznego.* Praca doktorska, Instytut Mechanizacji Rolnictwa AR, Wrocław, 1985.
- [184] Mazurkiewicz S. i inni: *Badania zmęczeniowe tworzyw sztucznych, sprawozdanie z realizacji PW 05.12 temat 05.5, IPPT PAN, Kraków, 1980.*
- [185] *Mechnika. Praca zbiorowa.* ATR, Bydgoszcz, 1995.
- [186] Meinardus G.: *Aproksymacja funkcji i jej metody numeryczne.* PWN, Warszawa, 1968.
- [187] Menges G.: *Werkstoffkunde der Kunststoffe.* Walter de Gruyter, Berlin, 1970.
- [188] *Miechanika i rozryszenie twierdych polimierow.* Chimija, Moskva, 1971.
- [189] Miedziński M., Piotrowski M., Bartz J.: *Badania rurowych przenośników zgarniakowo-tarczowych.* IBMER, Poznań, 1978.
- [190] Minenkov B.V., Stasenko U.V.: *Procznost detalej iz płaśtmass. Maszynostrojenije.* Moskva, 1977.
- [191] Mohsenin N.N.: *Physical Properties of Plant Animal Materials. Vol. 1, Structure, Physical Characteristics and Mechanical Properties.* Gordon and Breach Science Publishers, New York, 1970.
- [192] Molenda M., Horabik J., Grochowicz M., Szot B.: *Tarcie ziarna pszenicy.* *Acta Agrophysica*, z. 4, PAN, Lublin, 1995.
- [193] Miernicki W.: *Metody oceny pasz granulowanych.* *Biuletyn Przemysłu Paszowego*, Nr 3, Warszawa, 1970.
- [194] Molenda M.: *Identyfikacja elementarnych mechanizmów tarcia ziarna pszenicy.* Praca doktorska, Instytut Agrofizyki PAN, Lublin, 1991.
- [195] Molenda M.: *Pomiar siły tarcia zewnętrznego warstwy ziarna pszenicy i pojedynczych ziarniaków o powierzchnię metalową.* *Zesz. Probl. PNR*, z. 320, Warszawa, 1987.
- [196] Molerus O.: *Schüttgutmechanik.* Springer Verlag, Berlin, 1995.
- [197] Mołodcow G.A., Abibow A.Ł.: *Issliedowanije ostatocznych (wnutriennich) naprżażenij w armirowannom epoksidnom polimiere.* *Mechanika Polimerow*, Nr 4, 1965.
- [198] Mroźewski S., Chwiej M.: *Urządzenia i aparaty w przemyśle owocowo-warzywnym.* WNT, Warszawa, 1969.
- [199] Mróz Z., Drescher A.: *Podstawy teorii plastyczności ośrodków rozdrobnionych.* Ossolineum, Wrocław, 1972.
- [200] Mróz Z., Szymański Cz.: *Uproszczona teoria przepływu ośrodków rozdrobnionych w zbieżnych kanałach.* IPPT PAN, Warszawa, 1970.



- [201] Mróz Z.: Doskonalenie metod badania parametrów płynięcia materiałów ziarnistych. IPPT PAN, Nr 54, Warszawa, 1973.
- [202] Nalimow W.W., Czernowa N.A.: Statystyczne metody planowania doświadczeń ekstremalnych. WNT, Warszawa, 1967.
- [203] Nazarov G.I., Suszkin V.V., Dmitriewskaja L.V.: Konstrukcionnyje płastrmassy. Maszinstrojenije, Moskwa, 1973.
- [204] Nemeč J., Serensen C.W., Streljaew W.S.: Procznost płastrmass. Maszinstrojenije, Moskwa, 1970.
- [205] Nielsen L.E.: Mechanical Properties of Polymers. Reinhold, 1962.
- [206] Niemczynow W.: Zastosowanie matematyki w badaniach ekonomicznych. PWE, Warszawa, 1961.
- [207] Niezgodziński S.: Tablice własności fizycznych surowców i produktów spożywczych. Zesz. PG, Gdańsk, 1973.
- [208] Nowak J., Lebiódowicz W.: Ocena technologii dystrybucji suchych pasz objętościowych. [W:] Postępy nauk rolniczych. Warszawa, 1993.
- [209] Nowak M., Nowicka G., Zawadzki J.: Fenomenologiczna ocena porównawcza wpływu starzenia poliamidu na jego trwałość zmęczeniową. Zesz. Pol. Wrocław, Nr 25, Wrocław, 1974.
- [210] Nowak M.: Analityczny opis wyników badań na zmęczenie jednym równaniem na przykładzie tworzyw sztucznych. Mechanika Stosowana, Vol. 24, Nr 1-2, Warszawa, 1986.
- [211] Nowak M.: Studium własności mechanicznych Itamidu S-2. Archiwum Nauki o Materiałach, t. 13, Nr 2-4, Warszawa.
- [212] Nowak M.: Wybrane zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowej poliamidu stabilizowanego. Prace Naukowe IM i MT Politechniki Wrocławskiej, Seria Monografie, Nr 3, Wrocław, 1972.
- [213] Nowak M.: Wytrzymałość zmęczeniowa Itamidu 35 fizycznie modyfikowanego i starzonego. Polimery, Tworzywa wielkocząsteczkowe, Warszawa, 1980.
- [214] Nowicki W.: Proces pełzania w warunkach jednoosiowego ściskania ziarna pszenicy, żyta i jęczmienia. Przegl. Zboż.-Młyn., Nr 12, Warszawa, 1978.
- [215] Nowikow M.P.: Podstawy technologii montażu maszyn i mechanizmów. WNT, Warszawa, 1972.
- [216] O'Brien T.K.: Characterization of delamination onset and growth in a composite laminate. Damage in Composite Materials. ASTM STP 775, 1982.
- [217] O prirodie trienia twiordych tieł. Nauka i Tiechnika, Mińsk, 1971.
- [218] Ogibalov P.M. i inni: Konstrukcionnyje polimery. Izd. Moskovskovo Universiteta, Moskwa, 1972.
- [219] Oktaba W.: Elementy statystyki matematycznej i metodyka doświadczalnictwa. PWN, Warszawa, 1974.

- [220] Ołdyriev P.P., Parfiejev V.M., Komar V.I.: Utoczenie metodiki określenia ustalojnostoj dołgoviecznosti polimernih materialov po temperature razogreva. *Mechanika Polimerov*, Nr 5, 1977.
- [221] Opielak M.: Rozdrabnianie materiałów w przemyśle rolno-spożywczym. Pol. Lubelska, Lublin, 1995.
- [222] Opielak M., Grochowicz J.: On the dependence of bulk density of wheat upon the height of pouring. *Zesz. Probl. PNR*, z. 304, Warszawa, 1985.
- [223] Orłóś Z.: Pomiary naprężeń w budowie maszyn. WNT, Warszawa, 1964.
- [224] Orzechowski J.: Mikrouszkodzenia ziarna i jego skutki. *Mechanizacja Rolnictwa*, Nr 13, Warszawa, 1969.
- [225] Osiecki J., Ziemia St.: Podstawy pomiarów drgań mechanicznych. PWN, Warszawa, 1968.
- [226] Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa, 1979.
- [227] Oświęcimski W., Nowak M.: Wytrzymałość zmęczeniowa kompozytów na osnowie politereftalanu etylenowego z uwzględnieniem starzenia. XVI Sympozjum Zmęczenia i Mechaniki Pęknięcia Materiałów i Konstrukcji, Bydgoszcz, 1996.
- [228] Pabis S.: Metodologia i metody nauk empirycznych. PWN, Warszawa, 1985.
- [229] Palin G.R.: *Plastics for Engineers*. Pergamon Press, New York, 1967.
- [230] Pankowski Z.: Badania prototypu przenośnika zgarniakowego (Redler) o wydajności 24 t/h. Zakład Doświadczalny Mech. i El. Roln. IBMER, Poznań, 1971.
- [231] Parszewski Z.: Drgania i dynamika maszyn. WNT, Warszawa, 1982.
- [232] Parszewski Z.: Teoria maszyn i mechanizmów. WNT, Warszawa, 1976.
- [233] Pfost H.B.: *Grinding and Rolling. Feed Manufacturing Technology*. Amer. Feed Manufac. Ass. Inc., Arlington, 1976.
- [234] Piertien J.A., Misajłow W.K., Jantowski L.I.: *Tieorieticzeskije osnovy konwiejerow s tjagowymi elementami*. Izd. Leningradskovo Uniwersiteta, Leningrad, 1981.
- [235] Piertien J.A.: *Konwiejery. Maszynostrojenije*, Leningrad, 1984.
- [236] Pijanowski E., Dłużewski M.: *Ogólna technologia żywności*. Warszawa, 1972.
- [237] Piłat Cz., Weiner W.: *Maszyny i urządzenia dla wybranych gałęzi przemysłu spożywczego. Prognoza rozwojowa*. Praca niepublikowana, OBR MiUPZP, Bydgoszcz, 1985.
- [238] Pisarenko G.S., Jakowlew A.P., Matwiejew W.W.: *Własności tłumień drgań materiałów konstrukcyjnych*. WNT, Warszawa, 1976.
- [239] PN-81/N-01306: *Hałas maszyn. Metody pomiaru*.
- [240] Podkówka W.: *Główne kierunki gospodarki żywnościowej*. Materiały KŻiGP ATR, Bydgoszcz, 1986.

- [241] Pogosjan A.K.: Trenie i iznos napolnennych polimernych materialov. Nauka, Moskva, 1977.
- [242] Polak A., Śliwiński W.: Wpływ twardych cząstek na tarcie i zużycie pary tworzywo sztuczne - stal. V Seminarium „Tworzywa sztuczne w budowie maszyn”, Kraków, 1988.
- [243] Polański A.: Mechanizacja wewnętrzznego transportu. PWN, Warszawa, 1976.
- [244] Polański A.: Pomiary maszyn roboczych. PWN, Warszawa, 1979.
- [245] Polański Z.: Metodyka badań doświadczalnych. Politechnika Krakowska, Kraków, 1981.
- [246] Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice. PWN, Warszawa, 1984.
- [247] Polański Z.: Programowanie badań prototypów maszyn i urządzeń. Przegląd Mechaniczny, Nr 23, Warszawa, 1971.
- [248] Polański Z.: Współczesne metody badań doświadczalnych. Wiedza Powszechna, Warszawa, 1978.
- [249] Pollmeier H.: Ein mathematisches Modell eines Kattenkratzerfördrers. Glückauf Forschungshefte, Nr 6, 1974.
- [250] Popko H. i in.: Maszyny przemysłu spożywczego. Transport wewnątrzzakładowy. Pol. Lub., Lublin, 1985.
- [251] Popko H. Podstawowe problemy konstrukcji maszyn przemysłu rolno-spożywczego. Zesz. Probl. PNR, z. 424, 1995.
- [252] Popko H., Raczko W.: Rola konstrukcji w genezie jakości maszyn i aparatów przemysłu spożywczego. Zesz. Probl. PNR, z. 430, Warszawa, 1996.
- [253] Popko H.: Maszyny przemysłu spożywczego. Pol. Lub., Lublin, 1987.
- [254] Popko H., Gilewicz K., Opielak M.: Maszyny przemysłu spożywczego. Transport wewnątrzzakładowy. Pol. Lub., Lublin, 1985.
- [255] Popławski Z.: Porównanie łożysk ślizgowych z powłoką styronową nałożoną na panwi lub na czopie. Zagadnienia Tarcia, Zużycia i Smarowania, PWN, Warszawa, 1970.
- [256] Poradnik Inżyniera - Mechanika. WNT, Warszawa, 1970.
- [257] Poradnik. Urządzenia i aparatura do podstawowych operacji przemysłowych i chemicznych. WNT, Warszawa, 1969.
- [258] Powierża L.: Efektywność eksploatacyjna maszyn rolniczych. IBMER, Warszawa, 1981.
- [259] Praca zbiorowa - Katalog: Własności konstrukcyjne i eksploatacyjne krajowych tworzyw termoplastycznych. Instytut Gospodarki Materiałowej, Katowice, 1984.
- [260] Praca zbiorowa: Problemy wyężenia i znużenia polimerów jako tworzyw konstrukcyjnych. PWN, Warszawa, 1978.
- [261] Praca zbiorowa: Istota i właściwości materiałów nowoczesnych. PWN, Warszawa, 1970.

- [262] Praca zbiorowa: Magazynowanie ziarna zbóż nasion strączkowych i oleistych. WNT, Warszawa, 1975.
- [263] Praca zbiorowa: Metody badań i ocena właściwości tworzyw sztucznych. WNT, Warszawa, 1970.
- [264] Praca zbiorowa: Poliamidy. WNT, Warszawa, 1964.
- [265] Praca zbiorowa: Poliwęglany. WNT, Warszawa, 1971.
- [266] Praca zbiorowa: Sprawozdanie konstruktora siekohałajstwiennych maszyn. Maszynostrojenije, Moskwa, 1969.
- [267] Pruszyński A.: Value Analysis - Value Engineering. TNOIK, Warszawa, 1968.
- [268] Pticin S.: Zmniejszenie jakości siemian pod wpływem uderzeniowych obciążeń. Wiestnik Sielskochoz. Nauk, Nr 7, Moskwa, 1967.
- [269] Puchow J.S.: Transportne maszyny. Niedra, Moskwa, 1979.
- [270] Pykowski W.: Organizacja badań i ocena prac naukowych. PWN, Warszawa, 1981.
- [271] Rademacher F.J.C.: On possible flow back in vertical screw conveyors for cohesionless granular materials. J. Agricult. Eng. Res., 1981.
- [272] Rasch D., Herrendörfer G.: Statystyczne planowanie doświadczeń. PWN, Warszawa, 1991.
- [273] Ratner S.B.: O kryteriach samorozgrzewania i złomu tworzyw termoplastycznych przy cyklicznych obciążeniach. Prace Naukowe IMiMT Politechniki Wrocławskiej, Nr 20, 1974.
- [274] Rogoziński T., Samkowicz J.: Badania eksploatacyjne zużycia napędów łańcuchowych. Pol. Białost., Eksploatacja Maszyn, Nr 8, Białystok, 1978
- [275] Romanowski E.: Analiza ważniejszych hipotez zacierania. Zag. Ekspł. Maszyn, Nr 2, Warszawa, 1981.
- [276] Rymuza Z.: Prognozowanie zużycia miniaturowych polimerowych łożysk ślizgowych. I Ogólnopolskie Sympozjum na temat łożysk ślizgowych, ATR Bydgoszcz, Bydgoszcz, 1983.
- [277] Rymuza Z.: Trybologia polimerów ślizgowych. WNT, Warszawa, 1986.
- [278] Sadowski J.: Termodynamiczne aspekty procesów tribologicznych. Politechnika Radomska, Radom, 1997.
- [279] Saechtling H., Żebrowski W.: Tworzywa sztuczne - poradnik. WNT, Warszawa, 1978.
- [280] Samojliuk W.N., Diedow N.N., Gawriłow O.P.: Wyniki badań skrybkowych konwiejerów s powyszenoj skorosti dwizenija tjagowego organa. Ugol, Nr 7, 1970.
- [281] Samow N.G.: Mechanizacja przygotowania i rozdania kombinek. Nauka, Moskwa, 1973.
- [282] Sands L., Hall G.E.: Damage to shelled corn during transport in a screw conveyor. Trans ASAE., Vol. 14, 3, 1971.

- [283] Sikora R., Flizikowski J., Makhief A.A.: Następstwa zmian cech materiałowych koła zębatego z poliamidu z przekładni pasowo-zębatej. Archiwum Nauki o Materiałach, Warszawa, 1990.
- [284] Skiba J., Rzeźniczek J.: Opory ruchu przenośników zgrzeblowych. Prace naukowo-badawcze ZKMPW, Gliwice, 1968.
- [285] Skrzypiński J.: Mechaniczne uszlachetnianie surowców. Cz. 1-2/Z.: Podstawy projektowania niezawodnych maszyn i urządzeń mechanicznych. PWN, Warszawa, 1969.
- [286] Sokołow A.G.: Technologiczeskoje oborudowanije ełewatorów, melnic, krupjanych i komobikormowych zawodov. Zagotuzdat, Moskva, 1950.
- [287] Solski P., Ziemia S.: Zagadnienia tarcia suchego. PWN, Warszawa, 1965.
- [288] Solski P., Ziemia S.: Zagadnienia zużycia elementów maszyn i urządzeń mechanicznych. PWN, Warszawa, 1969.
- [289] Sorocziszyn A.G.: Tworzywa sztuczne wzmocnione włóknem szklanym. Arkady, Warszawa, 1969.
- [290] Spiewakowski A.O., Djaczkow W.K.: Transportirujuszczije masziny. Maszynostrojenije, Moskwa, 1982.
- [291] Spravocznik po tribotechnike. Teoreticzeskije osnovy. Maszynostrojenije, Moskva, 1989.
- [292] Sprawocznik „Polimery w uzłach trenija maszin i priborov. Maszynostrojenije, Moskva, 1988.
- [293] Sprawocznik maszynostroitiela. Maszynostrojenije, Moskva, 1964.
- [294] Spur G., Zug G.: Beitreg zur Untersuchung des Zerspanverhaltens von Polyamid beim Drehen. CIRP Annalen, t. 18, Nr 3, 1970.
- [295] Spur G., Zug G.: Oberflächengüte und Werkzeugverschleiss bei Drehen von glasfaser - und graphithaltigen Polyamid. Werkstoffen ZWF, t. 66, Nr 2, 1971.
- [296] Stabnikow N., Popow W.: Maszyny i aparaty w przemyśle spożywym. WNT, Warszawa, 1978.
- [297] Stabnikow W. i inni: Procesy i aparaty w przemyśle spożywym. WNT, Warszawa, 1969.
- [298] Stephens L.E., Foester G.H: Grain Bulk Properties as Affected by Mechanical Grain Spreaders, Trans. ASEA, Nr 19, 1976.
- [299] Stępowski M.: Metoda wartościowania funkcji wyrobu. Value Engineering, Przegląd Organizacji, Warszawa, 1968.
- [300] Strojny J.: Elektryczność statyczna w pytaniach i odpowiedziach. WNT, Warszawa, 1979.
- [301] Strona J.: Uszkodzenia nasion, przyczyny i zapobieganie. PWRiL, Warszawa, 1977.
- [302] Suchoń I.: Metoda obliczania rozkładu naprężeń w łańcuchach przenośników zgrzeblowych. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, 1976.

- [303] Surowiak W., Chudzyński S.: Tworzywa sztuczne w budowie maszyn. WNT, Warszawa, 1971.
- [304] Sutton W.H., Rosen W.: Whisker - Reinforced Plastics for Space Applications. SPE Journal, Nr 11, 1964.
- [305] Szala J., Topoliński T.: Effect of chosen factor connected with programmed loading on fatigue life of short glass fiber reinforced polyamide. Archiwum Budowy Maszyn, t. XXXIV, 2.3 1987.
- [306] Szala J., Topoliński T.: Obliczenia trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych z tworzyw sztucznych. Rozprawy inżynierskie, Vol. 36, Nr 1, 1988.
- [307] Szala J., Topoliński T.: Obliczenia trwałości zmęczeniowej Itamidu 35 oparte na hipotezie linii stałych uszkodzeń zmęczeniowych. Rozprawy inżynierskie, Vol. 38, Nr 3-4, 1990.
- [308] Szala J., Topoliński T.: Ocena trwałości zmęczeniowej tworzyw sztucznych na podstawie hipotez kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych. BTN, Bydgoszcz, 1993.
- [309] Szala J., Topoliński T.: Wpływ obciążenia programowanego dwustopniowego na przebieg zmian temperatury samowzbudnej w badaniach próbek z Itamidu 353. Materiały XII Sympozjum Doświadczalnych Badań w Mechanice Ciała Stałego, Warszawa, 1986.
- [310] Szala J.: Podstawowe zagadnienia w konstruowaniu maszyn. ATR, Bydgoszcz, 1990.
- [311] Szczepiński W.: Stany graniczne i kinematyka ośrodków sypkich. PWN, Warszawa, 1974.
- [312] Szczęsny B. i inni: Typizacja maszyn i urządzeń dla przemysłu paszowego. Centralne Laboratorium Przemysłu Paszowego, Lublin, 1975.
- [313] Szewczenko A.A., Własow P.W.: Słoiyste płastiki w chemiczeskich aparatach i truboprowodach. Maszynostrojenije, Moskwa, 1971.
- [314] Skład chemiczny i wartości pokarmowe pasz. Praca zbiorowa, PWN, Warszawa, 1979.
- [315] Szot B., Horabik J.: Zagadnienia mechaniki ośrodków sypkich pochodzenia roślinnego. Zakład Agrofizyki PAN, Lublin, 1980.
- [316] Szot B.: Metodyczne aspekty oceny cech fizycznych ziarna pszenicy. Roczn. Nauk Roln., Ser. D, Warszawa, 1976.
- [317] Szot B.: Rozwój badań właściwości fizycznych materiałów rolniczych. Problemy Agrofizyki, Nr 5, 1972.
- [318] Szot B., Grundas S., Grochowicz M.: Metodyka określania odporności ziarna na odkształcenia mechaniczne. Roczn. Nauk Roln., Ser. C, Warszawa, 1973.
- [319] Szot B., Horabik J.: Zagadnienia mechaniki ośrodków sypkich pochodzenia roślinnego. Problemy Agrofizyki, Nr 33, Lublin, 1980.

- [320] Sztokman I.G. i inni: Projektowanie i konstruowanie transportnych maszyn i kompleksów. Niedra, Moskwa, 1986.
- [321] Szulta M.: Wpływ produktów zbożowych na budowę warstwy wierzchniej tulei poliamidowych. Praca dyplomowa, ATR Bydgoszcz, 1988.
- [322] Ślipek Z.: Ocena właściwości fizycznych pszenicy dla potrzeb zbioru kombajnowego. Rozprawa habilitacyjna, AR, Zesz. Naukowy 117, Kraków, 1987.
- [323] Topoliński T., Weiner W.: Programowane badania zmęczeniowe ogniwo przenośnika na tle wyników badań eksploatacyjnych. VI Konferencja „Nowe kierunki modyfikacji i zastosowań tworzyw sztucznych”, Poznań, 1995.
- [324] Topoliński T.: Jednostkowe energie dyssypacji i odkształcenia sprężystego w badaniach zmęczeniowych laminatu poliestrowego. XVI Sympozjum Zmęczenia i Mechaniki Pęknięcia Materiałów i Konstrukcji, Bydgoszcz, 1996.
- [325] Topoliński T.: O pewnej metodzie przyspieszonej oceny trwałości zmęczeniowej tworzyw konstrukcyjnych. VII Seminarium „Tworzywa sztuczne w budowie maszyn”, Kraków, 1994.
- [326] Topoliński T.: Ocena trwałości zmęczeniowej Itamidu 35 w warunkach obciążeń stochastycznych i programowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Gdańska, Gdańsk, 1986.
- [327] Topoliński T., Weiner W.: Ocena własności zmęczeniowych ogniwo łańcucha przenośnika do produktów sypkich w warunkach badań o stopniowo narastającej amplitudzie. VII Konferencja Naukowo-Techniczna „Nowe kierunki modyfikacji i zastosowań tworzyw sztucznych”, Rydzyna 18-20.05, 1998.
- [328] Trzecki S.: Niektóre właściwości fizyczne nasion różnych gatunków roślin uprawnych. Roczn. Nauk Roln., A-4, Warszawa, 1973.
- [329] Tuszyński W., Budny J., Kleszczewski M.: Inżynieria i aparatura przemysłu spożywczego. WNT, Warszawa, 1971.
- [330] Tworzywa sztuczne w przemyśle elektromaszynowym. Ogólnopolskie Sympozjum Naukowo-Szkoleniowe Pol. Poz., Poznań, 1981.
- [331] Tylżanowski J., Popielarski T.: Technologia produkcji mieszanek paszowych. NOT, Warszawa, 1974.
- [332] Tylżanowski J.: Energochłonność produkcji pasz przemysłowych i kierunki poszukiwania rezerw energetycznych. Przegląd Zbożowo-Młynarski, Nr 12, Warszawa, 1977.
- [333] Tymowski J.: Technologia budowy maszyn. WNT, Warszawa, 1972
- [334] Urządzenia transportu wewnętrznego i magazynownia. Katalog UTM-78, WPM WEMA, Warszawa, 1982.
- [335] Uzarowicz L., Woroch S.: Maszyny i urządzenia młyńskie. WSiP, Warszawa, 1977.
- [336] Valentin A.: Leonardo da Vinci. Książka i Wiedza, Warszawa, 1951.

- [337] Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa, 1975.
- [338] Ward I.M.: Mechaniczne własności polimerów jako tworzyw konstrukcyjnych. PWN, Warszawa, 1975.
- [339] Weiner W.: New construction of the bottom valve for redler conveyors. IA-UTA Seminar, Lublin, 1998
- [340] Weiner W.: Anwendung von Plasten bei der Konstruktion von Ketten für Horizontalförderer für Getreide. Plast präzis, Dresden, 1987.
- [341] Weiner W.: Kryteria wyboru metod przetwórstwa tworzyw sztucznych dla przemysłu maszyn zbożowo-paszowych. OBRM i UPZP, Praca niepublikowana, Bydgoszcz, 1978.
- [342] Weiner W.: Przenośnik zabierakowy do produktów ziarnistych. Polimery, Nr 5, Warszawa, 1982.
- [343] Weiner W.: Zastosowanie tworzyw sztucznych w konstrukcji łańcucha przenośnika zabierakowego. Przegląd Mechaniczny, Nr 17, Warszawa, 1982.
- [344] Weiner W.: Penetration of material handler and iron into top layer of chain plastic links of horizontal conveyor for grain. IA-UTA Seminar, Lublin, 1998.
- [345] Weiner W.: Zasuwa segmentowa uchylna do przenośników zabierakowo-zgrzebłowych.VII Sympozjum „Problemy Budowy oraz Eksploatacji Maszyn i Urządzeń Rolniczych”, Płock, 1997.
- [346] Weiner W.: Modelowanie pracy przenośnika zabierakowo-zgrzebłowego z łańcuchem tworzywowym. Zesz. Naukowe Politechniki Białostockiej „Budowa i Eksploatacja Maszyn”, Nr 5, 1998.
- [347] Weiner W.: Mathematical model of conveyor work. Operation on granular materials. Institute of Agrophysics Polish Academy of Sciences, Nr 59, 1998.
- [348] Weiner W.: Penetration of material handler and iron into top layer of chain plastic links of horizontal conveyor for grain. Operation on granular materials. Institute of Agrophysics Polish Academy of Sciences, Nr 69, 1998.
- [349] Weiner W.: New construction of the bottom valve for redler conveyors. Operation on granular materials. Institute of Agrophysics Polish Academy of Sciences, Nr 73, 1998.
- [350] Weiner W.: Mathematical model of conveyor work. IA-UTA Seminar, Lublin, 1998.
- [351] Wójcicki R.: Metodologia formalna nauk empirycznych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław-Warszawa-Kraków, 1974.
- [352] Wójcicki Z.: Efekty i efektywność postępu technicznego w rolnictwie. Masz. i Ciąg. Rolnicze, Nr 1, 1986.
- [353] Wójcicki Z.: Zmiany w polityce rolnej i rozwój techniki rolniczej. [W:] Postępy Nauk Rolniczych, Warszawa, 1993.



- [354] Wyatt O.H., Dew-Hughes D.: Wprowadzenie do inżynierii materiałowej - metale, ceramika i tworzywa sztuczne. WNT, Warszawa, 1978.
- [355] Wzór użytkowy 468779 (Polska), Przenośnik zgarniakowy. Patent 125285.
- [356] Zagadnienia tarcia, zużycia i smarowania. Praca zbiorowa, PWN, Warszawa, 1970.
- [357] Zarzycki J.: Produkcja pasz i technologia żywienia. PWRiL, Warszawa, 1972.
- [358] Zawadzki J. i inni: Problemy wyężenia i znużenia polimerów jako tworzyw konstrukcyjnych. PWN, Warszawa, 1978.
- [359] Zawaljev P.: Sposoby uweliczenija proizwoditelnosti cieplych transportierow. Mukomolno-elewatornaja tiechnika, Nr 1, Moskwa, 1974.
- [360] Zenkow P.L.: Miechanika nasypnych gruzow, Maszynostrojenije, Moskwa, 1964.
- [361] Ziemiański K., Capanidis D.: Wpływ stanu powierzchni przeciwelementu ślizgowego na własności tribologiczne skojarzenia: polimer - stal. [W:] Ist International Symposium „Tribological Problems of Elements Operating in Contact”, Kraków, 1982.
- [362] Zwierzycki W.: Wybrane zagadnienia zużywania się materiałów w ślizgowych węzłach maszyn. PWN, Warszawa - Poznań, 1990.



# BADANIE OPERACJI TRANSPORTU ZIARNA NOWEGO TYPU PRZENOŚNIKIEM CIĘGNOwym Z ZABIERAKAMI WALCOWYMI

## Streszczenie

W pracy przedstawiono badania operacji transportu przenośnikiem poziomym z nowego typu ciągnem wykonanym z tworzyw sztucznych przeznaczonym do zboża i innych produktów sypkich i ziarnistych.

Nowym rozwiązaniem jest tu duża elastyczność ciągnia i zastosowanie zabieraków walcowych.

Przeprowadzono badania modelowe na oryginalnym programie komputerowym, badania wytrzymałościowe i symulacyjne ogniów łańcucha oraz badania procesu przenoszenia surowca na stanowisku laboratoryjnym. Uzyskane wyniki zweryfikowane zostały w długotrwałych badaniach eksploatacyjnych w warunkach rzeczywistych.

Uzyskane wyniki pozwalają na wstępną ocenę obciążeń w ciągnię i optymalizację mocy napędu przenośnika.

Przeprowadzone badania pozwalają na określenie trwałości eksploatacyjnej przenośnika.

Zbudowane egzemplarze użytkowe przenośników mają przy dotychczasowej mocy dwukrotnie większą wydajność i spełniają obowiązujące normy głośności.

Opatentowane rozwiązanie zostało nagrodzone złotym medalem Światowej Wystawy Wynalazków „Eureka” w Brukseli w 1998 r.

STUDIES ON THE OPERATION OF CORN CONVEYANCE  
BY THE NEW TYPE CHAIN CONVEYOR  
WITH CYLINDRIC COLLECTORS

Summary

The studies on the operation of grain conveyance by the horizontal chain conveyor with chain of new type made from plastic and applied for corn and other loose grainy products are presented in this paper.

The new solution consists in high flexibility of the chain and application of cylindric collectors.

The model testing on the original computer program, strength and simulation investigations of the chain links as well as studies on the material conveyance on the laboratory stand have been carried out. The obtained results have been verified by long-term operating tests in real conditions.

The results allowed us for the preliminary evaluation of the load in chain and for optimization of the conveyor drive power.

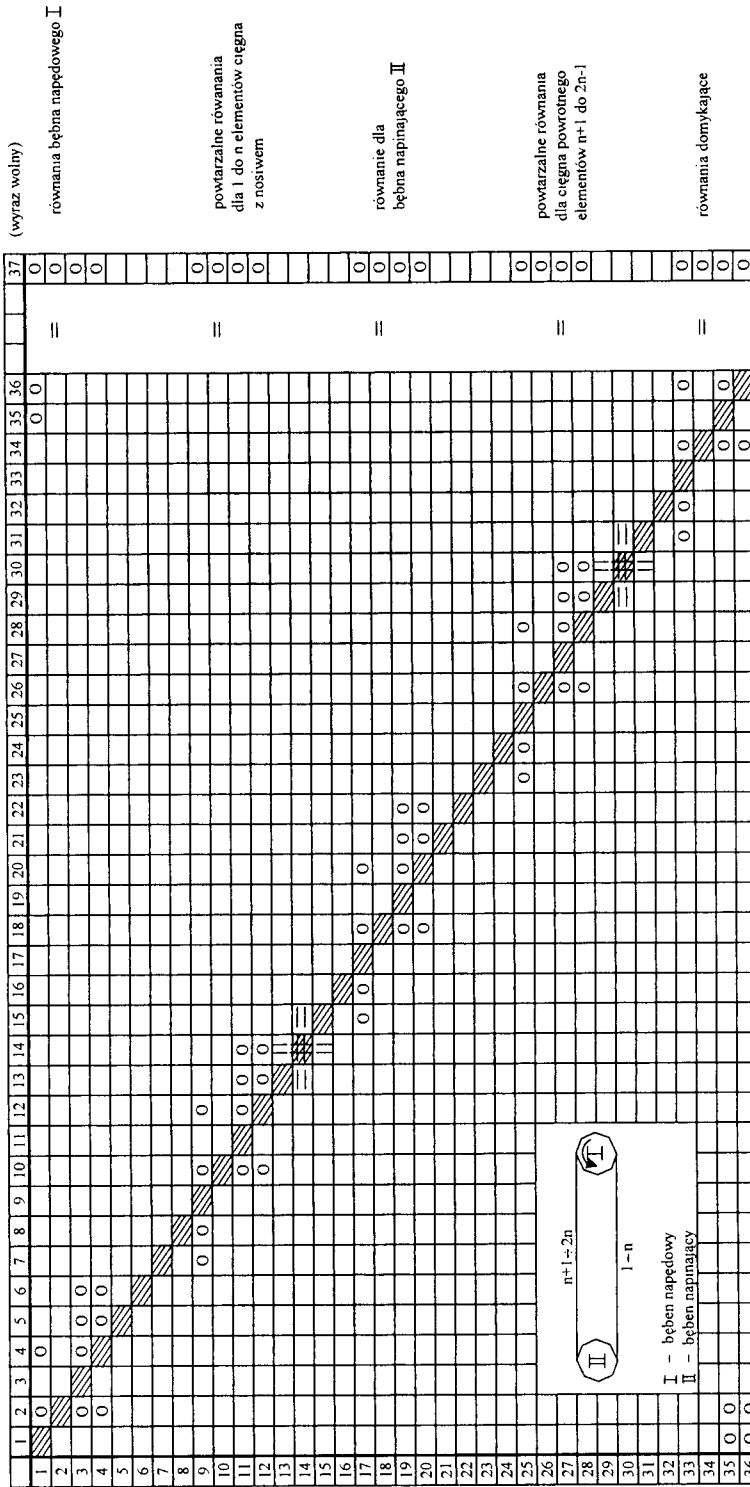
Our studies allowed to determin the operating life of conveyor.

The designed utility specimens of conveyor are characterized by double output at the same power and satisfy the obligatory noise level standards.

The patented solution acquired the golden medal on 47-th World Exhibition of Innovation, Research and New Technology "EUREKA" in Brussels in 1998.

## Załącznik 1

# **PLAN GŁÓWNEGO UKŁADU RÓWNAŃ I ZAWARTOŚĆ KOMÓREK PLANU W MODELU MATEMATYCZNYM PRZENOŚNIKA Z CIĘGNIEM TWORZYWOWYM**



Plan głównego układu równań  
K - miejsce równania na planie (kolumna, wiersz)

## Zestawienie zawartości komórek macierzy

K - miejsce równania na planie (kolumna, wiersz)

Miejsce na planie	Zawartość komórki	Uwagi
K(0,1)	$\dot{\phi}_1 = \frac{h \cdot R(\phi_1)}{I_n} \cdot [$	Koło napędowe
K(2,1)	$- [R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1 - C_{il} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1$	
K(4,1)	$[R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2] \cdot C_{ud} \cdot x_2$	
K(35,1)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{2n}$	
K(36,1)	$C_{il} \cdot x_{2n}$	
K(37,1)	$] = \dot{\phi}_1 + \frac{h}{I_n} [M(\dot{\phi}_1) - R(\phi_1) \cdot C_{et} \cdot R(\phi_1) \dot{\phi}_1]$	
K(0,2)	$\phi_1 =$	
K(37,2)	$\phi_1 + h \cdot \dot{\phi}_1$	
K(0,3)	$\frac{1}{C_{et}} \cdot [$	
K(2,3)	$[R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1$	
K(4,3)	$[R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2] \cdot C_{ud} \cdot x_2 - C_{il} \cdot x_2$	
K(5,3)	$C_{et} \cdot \dot{x}_3$	
K(6,3)	$C_{il} \cdot x_3$	
K(37,3)	$] = 0$	
K(0,4)	$\frac{h}{C_{et}} \cdot [$	Cięgno robocze
K(2,4)	$[R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1$	
K(5,4)	$C_{et} \cdot \dot{x}_3$	
K(6,4)	$C_{il} \cdot x_3$	
K(37,4)	$] = x_2 \cdot \left\{ 1 - \frac{h \cdot [C_{il} + ((R(\phi_1) \cdot \phi_1 \rangle x_2)) \cdot C_{ud}]}{C_{et}} \right\}$	
K(0,9)	$\frac{h}{m_1} \cdot [$	
K(7,9)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i-1}$	
K(8,9)	$C_{il} \cdot x_{i-1}$	
K(9,9)	$- (x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i - C_{il} \cdot x_i$	
K(12,9)	$(x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_{i+1}$	

Miejsce na planie	Zawartość komórki	Uwagi
K(37,9)	$]= \dot{x}_i - \frac{h}{m_1} \cdot [C_{et} \cdot \dot{x}_i + 4 \cdot F_{op}(\dot{x}_i)]$	Ciężno robocze
K(0,10)	$x_i =$	
K(37,10)	$x_i + h \cdot \dot{x}_i$	
K(0,11)	$\frac{1}{C_{et}} \cdot [$	
K(10,11)	$(x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i$	
K(12,11)	$- (x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_{i+1} - C_{il} \cdot x_{i+1}$	
K(13,11)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i+2}$	
K(14,11)	$C_{il} \cdot x_{i+2}$	
K(37,11)	$]= 0$	
K(0,12)	$\frac{h}{C_{et}} \cdot [$	
K(10,12)	$(x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i$	
K(13,12)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i+2}$	
K(14,12)	$C_{il} \cdot x_{i+2}$	
K(37,12)	$]= x_{i+1} \cdot \left\{ \frac{h \cdot [C_{il} + (x_i \rangle x_{i+1}) \cdot C_{ud}]}{C_{et}} \right\}$	
K(0,17)	$\frac{h \cdot R(\phi_2)}{I_b} \cdot [$	Napinacz
K(15,17)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{n-1}$	
K(16,17)	$C_{il} \cdot x_{n-1}$	
K(18,17)	$- [R(\phi_2) \cdot \phi_2 \rangle x_{n+1}] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_2) \cdot \phi_2 - C_{il} \cdot R(\phi_2) \cdot \phi_2$	
K(20,17)	$[R(\phi_2) \cdot \phi_2 \rangle x_{n+1}] \cdot C_{ud} \cdot x_{n+1}$	
K(37,17)	$]= \phi_2 \cdot \left[ 1 - \frac{h \cdot R(\phi_2) \cdot R(\phi_2) \cdot C_{et}}{I_b} \right]$	
K(0,18)	$\phi_2 =$	
K(37,18)	$\phi_2 + h \cdot \dot{\phi}_2$	
K(0,19)	$\frac{1}{C_{et}} \cdot [$	
K(18,19)	$[R(\phi_2) \cdot \phi_2 \rangle x_{n+1}] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_2) \cdot \phi_2$	
K(20,19)	$- [R(\phi_2) \cdot \phi_2 \rangle x_{n+1}] \cdot C_{ud} \cdot x_{n+1} - C_{il} \cdot x_{n+1}$	
K(21,19)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{n+2}$	



Miejsce na planie	Zawartość komórki	Uwagi
K(22,19)	$C_{il} \cdot x_{n+2}$	Napinacz
K(37,19)	$] = 0$	
K(0,20)	$\frac{h}{C_{et}} \cdot [$	
K(18,20)	$[R(\phi_2) \cdot \phi_2] x_{n+2}] \cdot C_{ud} \cdot R(\phi_2) \cdot \phi_2$	
K(21,20)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{n+2}$	
K(22,20)	$C_{il} \cdot x_{n+2}$	
K(37,20)	$] = x_{n+1} \cdot \left\{ 1 - \frac{h \cdot [C_{il} + ((R(\phi_2) \cdot \phi_2) x_{n+1})) \cdot C_{ud}]}{C_{et}} \right\}$	
K(0,25)	$\frac{h}{m_2} \cdot [$	Ciężno powrotne
K(23,25)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i-1}$	
K(24,25)	$C_{il} \cdot x_{i-1}$	
K(26,25)	$-(x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i - C_{il} \cdot x_i$	
K(28,25)	$(x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_{i+1}$	
K(37,25)	$] = \dot{x}_i - \frac{h}{m_2} \cdot [C_{et} \cdot \dot{x}_i + F_{op}(\dot{x}_i)]$	
K(0,26)	$x_i =$	
K(37,26)	$x_i + \dot{x}_i \cdot h$	
K(0,27)	$\frac{1}{C_{et}} \cdot [$	
K(26,27)	$(x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i$	
K(28,27)	$-(x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_{i+1} - C_{il} \cdot x_{i+1}$	
K(29,27)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i+2}$	
K(30,27)	$C_{il} \cdot x_{i+2}$	
K(37,27)	$] = 0$	
K(0,28)	$\frac{h}{C_{et}} \cdot [$	
K(26,28)	$(x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud} \cdot x_i$	
K(29,28)	$C_{et} \cdot \dot{x}_{i+2}$	
K(30,28)	$C_{il} \cdot x_{i+2}$	
K(37,28)	$] = x_{i+1} \cdot \left\{ 1 - \frac{h \cdot [C_{il} + (x_i) x_{i+1}) \cdot C_{ud}]}{C_{et}} \right\}$	

Miejsce na planie	Zawartość komórki	Uwagi
K(0,33)	$\frac{h}{m_2} \cdot [$	Element domykający ciągnio
K(31,33)	$C_{el} \cdot \dot{x}_{2n-2}$	
K(32,33)	$C_{il} \cdot x_{2n-2}$	
K(34,33)	$-C_{il} \cdot x_{2n-1} - (x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud} \cdot x_{2n-1}$	
K(36,33)	$(x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud} \cdot x_{2n}$	
K(37,33)	$] = \dot{x}_{2n-1} - \frac{h}{m_2} [\dot{x}_{2n-1} \cdot C_{el} + F_{op}(\dot{x}_{2n-1})]$	
K(0,34)	$x_{2n-1} =$	
K(37,34)	$x_{2n-1} + h \cdot \dot{x}_{2n-1}$	
K(0,35)	$\frac{1}{C_{el}} \cdot [$	
K(1,35)	$C_{el} \cdot R(\phi_1) \cdot \dot{\phi}_1$	
K(2,35)	$C_{il} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1$	
K(34,35)	$(x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud} \cdot x_{2n-1}$	
K(36,35)	$-C_{il} \cdot x_{2n} - (x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud} \cdot x_{2n}$	
K(37,35)	$] = 0$	
K(0,36)	$\frac{h}{C_{el}} \cdot [$	
K(1,36)	$C_{el} \cdot R(\phi_1) \cdot \dot{\phi}_1$	
K(2,36)	$C_{il} \cdot R(\phi_1) \cdot \phi_1$	
K(34,36)	$(x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud} \cdot x_{2n-1}$	
K(37,36)	$] = x_{2n} \cdot \left\{ 1 - \frac{h \cdot [C_{il} + (x_{2n-1})x_{2n}) \cdot C_{ud}]}{C_{el}} \right\}$	

**Załącznik 2**

**ZESTAWIENIE POMIARÓW  
OGNIW EKSPLOATOWANYCH**

Wymiary po 100 godzinach pracy

Numer ogniwa	245A	245B	246A	246B		
$D_{1A}$	16,11	16,21	16,11	16,22		
$D_{1B}$	16,13	16,06	16,13	16,11		
$D_{2A}$	16,09	16,08	16,22	16,09		
$D_{2B}$	16,08	16,07	16,06	16,07		
$\sigma_N$	0,05327					
$\sigma_{N-1}$	0,055015					
$\Sigma_N$	257,84					
$\Sigma_N^2$	4155,137					
$D_{MAX}$	16,22					
$D_{MIN}$	16,06					
$\bar{D}$	<b>16,115</b>					
$L_{1A}$	16,41	16,44	16,29	16,48		
$L_{1B}$	16,42	16,41	16,38	16,47		
$L_{2A}$	16,29	16,37	16,33	16,36		
$L_{2B}$	16,33	16,38	16,44	16,41		
$\sigma_N$	0,05603					
$\sigma_{N-1}$	0,057876					
$\Sigma_N$	262,21					
$\Sigma_N^2$	4297,1805					
$L_{MAX}$	16,48					
$L_{MIN}$	16,29					
$\bar{L}$	<b>16,388125</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	49,60	49,68	49,69	49,70	49,58	49,66
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	49,56	49,60	49,61	49,64	49,65	49,63
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
49,63(3)	49,56	49,70	0,042688	0,044586	595,6	29561,6

Tablica 2

## Wymiary po 200 godzinach pracy

Numer ogniwa	247A	247B	248A	248B		
$D_{1A}$	16,16	16,16	16,16	16,11		
$D_{1B}$	16,12	16,17	16,17	16,14		
$D_{2A}$	16,17	16,08	16,13	16,16		
$D_{2B}$	16,18	16,07	16,11	16,15		
$\sigma_N$	0,032404					
$\sigma_{N-1}$	0,033466					
$\Sigma_N$	258,24					
$\Sigma_N^2$	4168,0104					
$D_{MAX}$	16,18					
$D_{MIN}$	16,07					
$\bar{D}$	<b>16,14</b>					
$L_{1A}$	16,81	16,69	16,78	16,82		
$L_{1B}$	16,84	16,91	16,76	16,77		
$L_{1A}$	16,70	16,80	16,84	16,83		
$L_{2B}$	16,76	16,81	16,86	16,78		
$\sigma_N$	0,054371					
$\sigma_{N-1}$	0,0561545					
$\Sigma_N$	268,76					
$\Sigma_N^2$	4514,5434					
$L_{MAX}$	16,91					
$L_{MIN}$	16,69					
$\bar{L}$	<b>16,7975</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	49,41	49,38	49,39	49,37	49,41	49,42
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	49,08	49,07	49,11	49,09	49,08	49,09
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
49,39916(6)	49,36	49,44	0,022546	0,02355	592,79	29283,3

## Wymiary po 400 godzinach pracy

Numer ogniwa	249A	249B	250A	250B		
$D_{1A}$	16,22	16,16	16,20	16,17		
$D_{1B}$	16,10	16,17	16,09	16,18		
$D_{2A}$	16,11	16,20	16,13	16,15		
$D_{2B}$	16,14	16,11	16,15	16,16		
$\sigma_N$	0,0366572					
$\sigma_{N-1}$	0,037859					
$\Sigma_N$	258,44					
$\Sigma_N^2$	4174,5					
$D_{MAX}$	16,22					
$D_{MIN}$	16,09					
$\bar{D}$	<b>16,1525</b>					
$L_{1A}$	16,96	17,01	17,09	16,99		
$L_{1B}$	16,98	17,02	17,11	16,95		
$L_{2A}$	17,05	16,99	17,00	16,98		
$L_{2B}$	17,01	16,89	16,90	17,11		
$\sigma_N$	0,0625					
$\sigma_{N-1}$	0,06455					
$\Sigma_N$	272,04					
$\Sigma_N^2$	4625,4226					
$L_{MAX}$	17,11					
$L_{MIN}$	16,89					
$\bar{L}$	<b>17,0025</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	49,08	49,11	49,16	49,01	49,13	49,07
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	49,08	49,07	49,11	49,09	49,08	49,09
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
49,09	49,01	49,16	0,035112	0,03668	589,08	28917,95

Tablica 4

## Wymiary po 600 godzinach pracy

Numer ogniwa	251A	251B	252A	252B		
$D_{1A}$	16,28	16,21	16,20	16,24		
$D_{1B}$	16,11	16,24	16,18	16,22		
$D_{2A}$	16,16	16,16	16,17	16,10		
$D_{2B}$	16,22	16,14	16,20	16,11		
$\sigma_N$	0,050358					
$\sigma_{N-1}$	0,05201					
$\Sigma_N$	258,94					
$\Sigma_N^2$	4190,6608					
$D_{MAX}$	16,28					
$D_{MIN}$	16,10					
$\bar{D}$	<b>16,18375</b>					
$L_{1A}$	17,11	17,12	17,11	17,09		
$L_{1B}$	17,18	17,08	17,18	17,18		
$L_{1A}$	17,19	17,08	17,13	17,10		
$L_{2B}$	17,03	17,09	17,05	17,11		
$\sigma_N$	0,043477					
$\sigma_{N-1}$	0,0449					
$\Sigma_N$	273,73					
$\Sigma_N^2$	4683,0373					
$L_{MAX}$	17,19					
$L_{MIN}$	17,03					
$\bar{L}$	<b>17,10815</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	48,99	48,96	49,11	49,01	48,96	48,92
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	48,96	49,01	48,92	49,12	49,00	48,90
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
48,9875	48,90	49,12	0,066312	0,06926	587,86	28798,3

Wymiary po 800 godzinach pracy

Numer ogniwa	253A	253B	254A	254B		
$D_{1A}$	16,22	16,20	16,18	16,18		
$D_{1B}$	16,24	16,21	16,22	16,19		
$D_{2A}$	16,18	16,26	16,23	16,21		
$D_{2B}$	16,18	16,00	16,24	16,19		
$\sigma_N$	0,056001					
$\sigma_{N-1}$	0,057847					
$\Sigma_N$	259,13					
$\Sigma_N^2$	4196,8225					
$D_{MAX}$	16,26					
$D_{MIN}$	16,00					
$\bar{D}$	16,195625					
$L_{1A}$	17,24	17,18	17,24	17,19		
$L_{1B}$	17,24	17,19	17,20	17,18		
$L_{2A}$	17,20	17,18	17,20	17,20		
$L_{2B}$	17,16	17,22	17,20	17,16		
$\sigma_N$	0,024717					
$\sigma_{N-1}$	0,0255278					
$\Sigma_N$	275,18					
$\Sigma_N^2$	4732,7618					
$L_{MAX}$	17,24					
$L_{MIN}$	17,16					
$\bar{L}$	17,19875					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	48,89	48,86	48,90	48,92	48,87	48,91
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	48,91	48,92	48,87	48,84	48,82	49,11
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
48,901(6)	48,82	49,11	0,069862	0,072968	586,82	28696,5



Tablica 6

## Wymiary po 1000 godzinach pracy

Numer ogniwa	255A	255B	256A	256B		
$D_{1A}$	16,21	16,13	16,22	16,19		
$D_{1B}$	16,19	16,24	16,20	16,19		
$D_{2A}$	16,18	16,25	16,21	16,22		
$D_{2B}$	16,20	16,19	16,19	16,21		
$\sigma_N$	0,02619					
$\sigma_{N-1}$	0,02705					
$\Sigma_N$	259,22					
$\Sigma_N^2$	4199,7					
$D_{MAX}$	16,25					
$D_{MIN}$	16,13					
$\bar{D}$	<b>16,21</b>					
$L_{1A}$	17,41	17,38	17,44	17,38		
$L_{1B}$	17,40	17,36	17,40	17,39		
$L_{1A}$	17,44	17,36	17,41	17,37		
$L_{2B}$	17,48	17,39	17,30	17,41		
$\sigma_N$	0,039211					
$\sigma_{N-1}$	0,040497					
$\Sigma_N$	278,32					
$\Sigma_N^2$	4841,401					
$L_{MAX}$	17,48					
$L_{MIN}$	17,30					
$\bar{L}$	<b>17,395</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	48,68	48,70	48,70	48,71	48,78	48,76
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	48,64	48,65	48,68	48,71	48,72	48,70
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
48,7025	48,64	48,78	0,038106	0,0398	584,43	28463,22

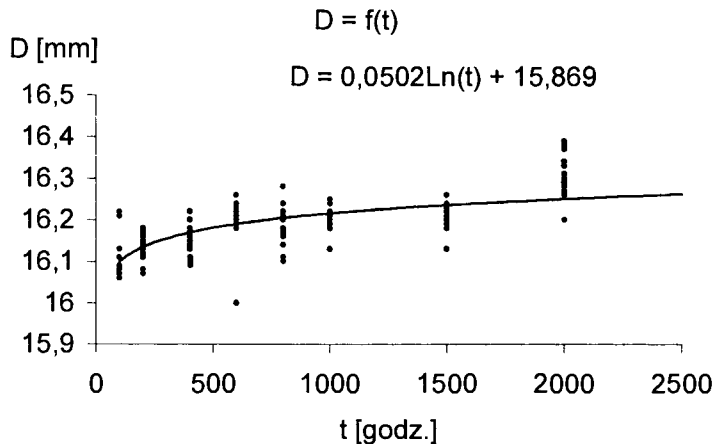
Wymiary po 1500 godzinach pracy

Numer ogniwa	257A	257B	258A	258B		
$D_{1A}$	16,21	16,21	16,22	16,19		
$D_{1B}$	16,22	16,21	16,24	16,18		
$D_{2A}$	16,26	16,23	16,24	16,21		
$D_{2B}$	16,20	16,13	16,20	16,21		
$\sigma_N$	0,0282843					
$\sigma_{N-1}$	0,0292118					
$\Sigma_N$	259,36					
$\Sigma_N^2$	4204,2384					
$D_{MAX}$	16,26					
$D_{MIN}$	16,13					
$\bar{D}$	<b>16,21</b>					
$L_{1A}$	17,51	17,52	17,56	17,60		
$L_{1B}$	17,58	17,48	17,48	17,48		
$L_{1A}$	17,48	17,47	17,49	17,48		
$L_{2B}$	17,51	17,51	17,51	17,59		
$\sigma_N$	0,0418284					
$\sigma_{N-1}$	0,0432					
$\Sigma_N$	280,25					
$\Sigma_N^2$	4908,782					
$L_{MAX}$	17,60					
$L_{MIN}$	17,47					
$\bar{L}$	<b>17,515625</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	48,37	48,39	48,42	48,41	48,48	48,30
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	48,39	48,38	48,41	48,38	48,37	48,42
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
48,393(3)	48,30	48,48	0,04048	0,04228	580,72	28103

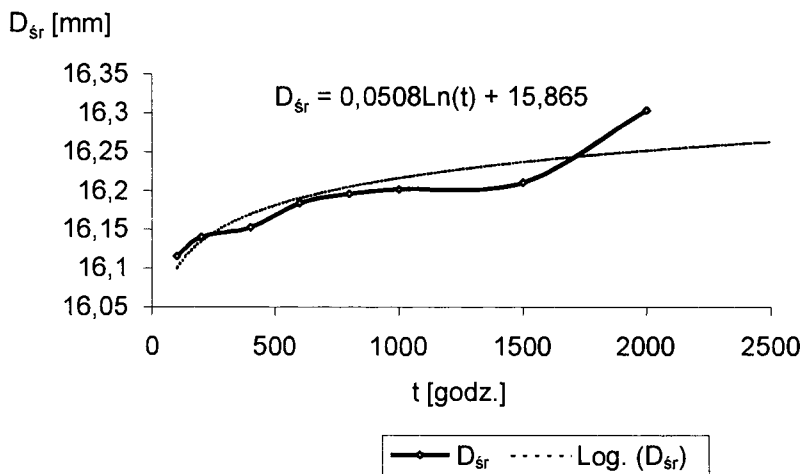
Tablica 8

## Wymiary po 2000 godzinach pracy

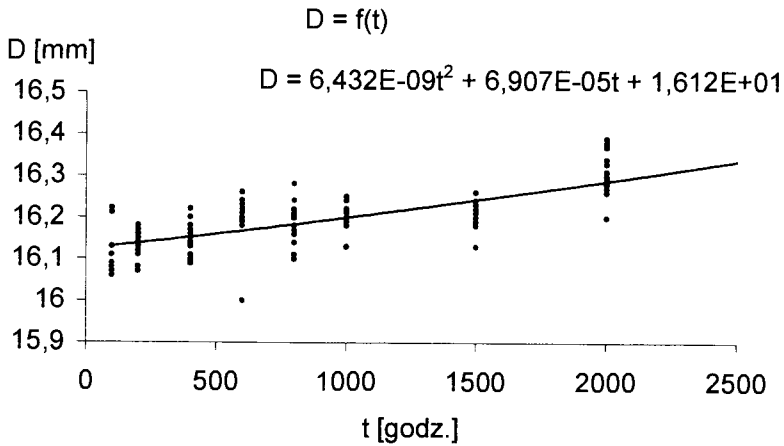
Numer ogniwa	259A	259B	260A	260B		
$D_{1A}$	16,28	16,31	16,28	16,33		
$D_{1B}$	16,27	16,33	16,29	16,31		
$D_{2A}$	16,20	16,34	16,38	16,30		
$D_{2B}$	16,39	16,26	16,37	16,20		
$\sigma_N$	0,0537936					
$\sigma_{N-1}$	0,05556					
$\Sigma_N$	260,84					
$\Sigma_N^2$	4252,39					
$D_{MAX}$	16,39					
$D_{MIN}$	16,20					
$\bar{D}$	<b>16,3025</b>					
$L_{1A}$	17,68	17,62	17,56	17,58		
$L_{1B}$	17,60	17,57	17,58	17,59		
$L_{2A}$	17,64	17,56	17,66	17,66		
$L_{2B}$	17,53	17,59	17,64	17,60		
$\sigma_N$	0,04106					
$\sigma_{N-1}$	0,04241					
$\Sigma_N$	281,66					
$\Sigma_N^2$	4958,3					
$L_{MAX}$	17,68					
$L_{MIN}$	17,53					
$\bar{L}$	<b>17,60375</b>					
Nr pomiaru	1	2	3	4	5	6
Grubość ogniwa (g)	48,11	48,11	48,08	48,10	48,08	48,07
Nr pomiaru	7	8	9	10	11	12
Grubość ogniwa (g)	48,12	48,13	48,11	48,09	48,09	48,14
$\bar{g}$	$g_{min}$	$g_{max}$	$\sigma_N$	$\sigma_{N-1}$	$\Sigma_N$	$\Sigma_N^2$
48,1025	48,07	48,14	0,020463	0,021373	577,23	27766,2



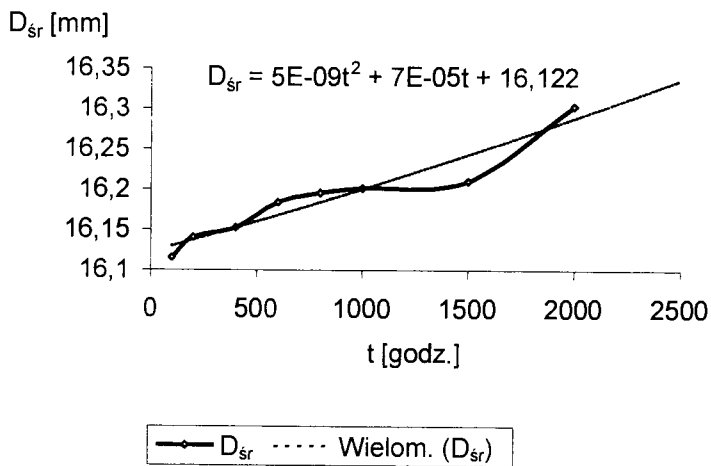
Rys. 1.1. Wykres punktowy wartości  $D$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii



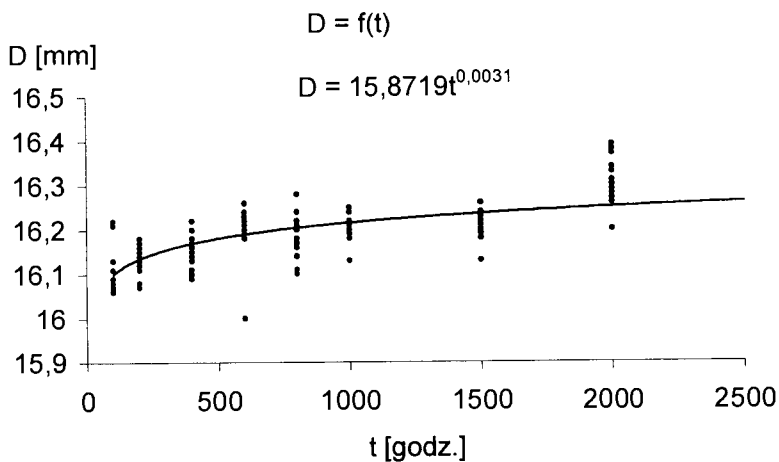
Rys. 1.2. Wykres liniowy wartości  $D_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii



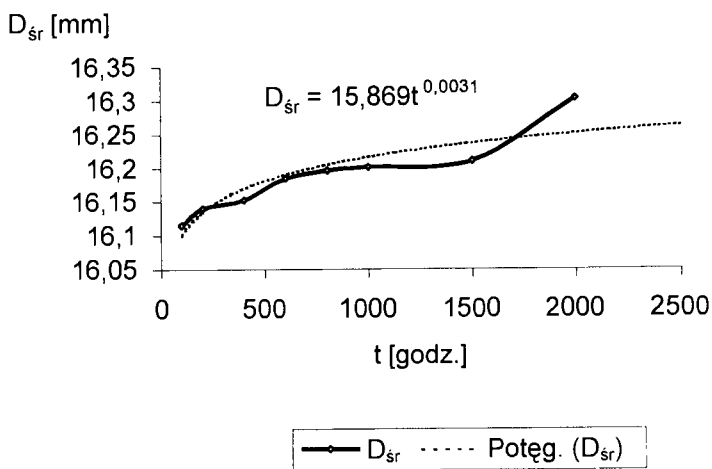
Rys. 2.1. Wykres punktowy wartości  $D$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



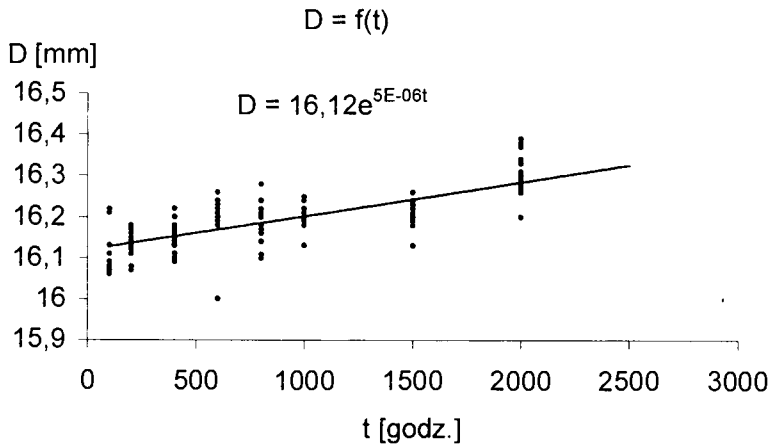
Rys. 2.2. Wykres liniowy wartości  $D_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



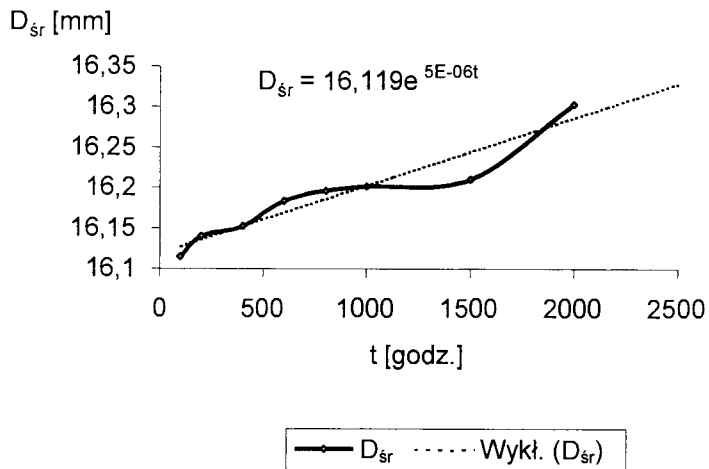
Rys. 3.1. Wykres punktowy wartości  $D$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



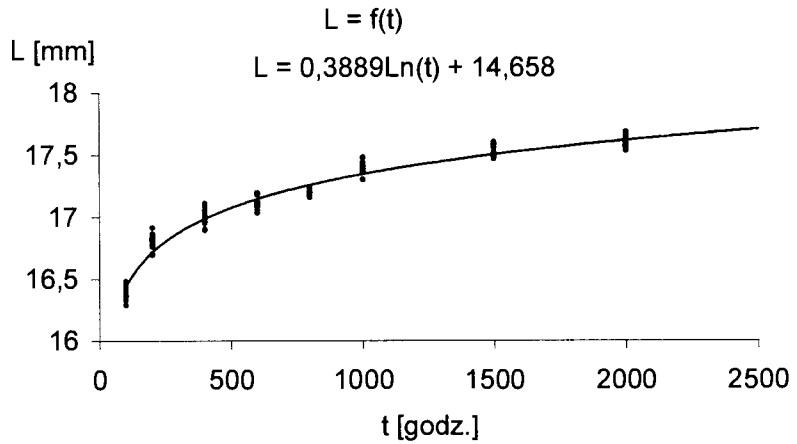
Rys. 3.2. Wykres liniowy wartości  $D_{\text{sr}}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



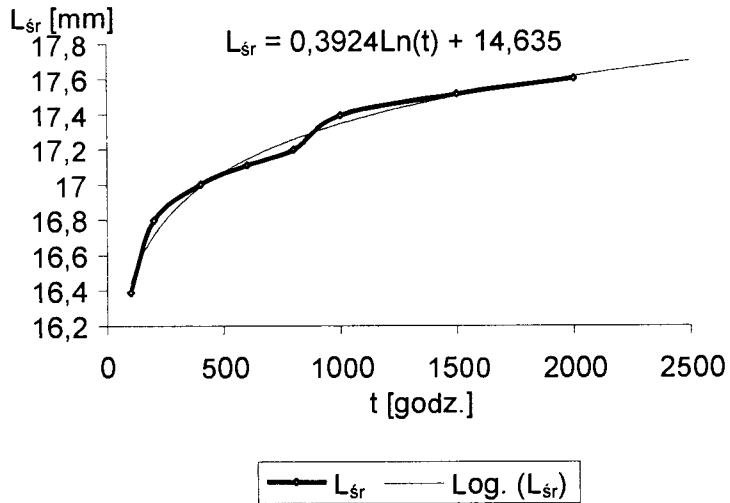
Rys. 4.1. Wykres punktowy wartości  $D$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii



Rys. 4.2. Wykres liniowy wartości  $D_{\text{sr}}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii

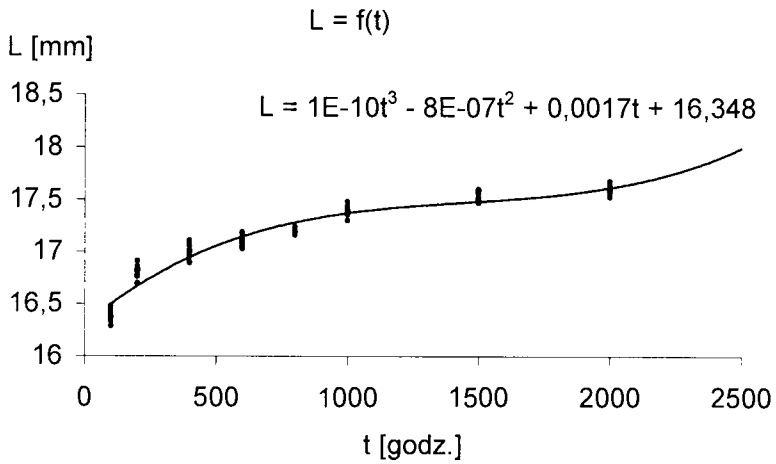


Rys. 5.1. Wykres punktowy wartości  $L$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii

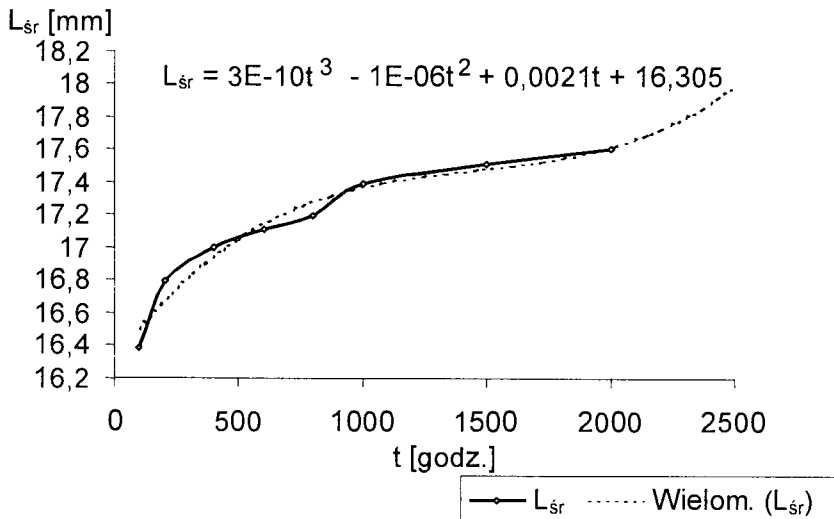


Rys. 5.2. Wykres liniowy wartości  $L_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii

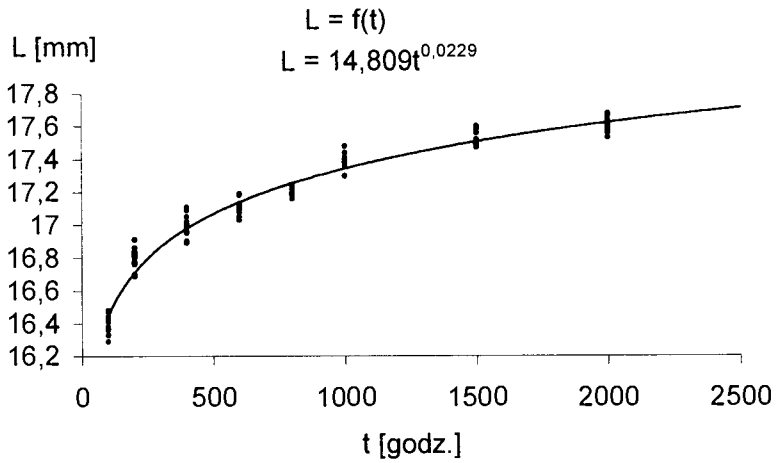




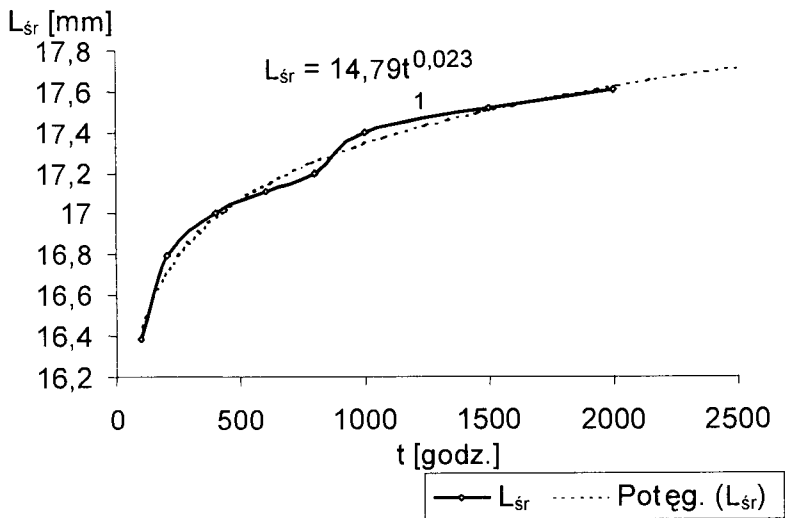
Rys. 6.1. Wykres punktowy wartości  $L$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



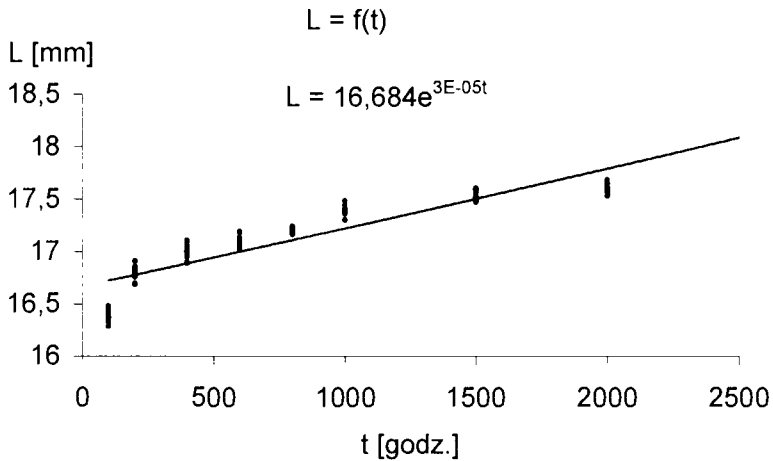
Rys. 6.2. Wykres liniowy wartości  $L_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



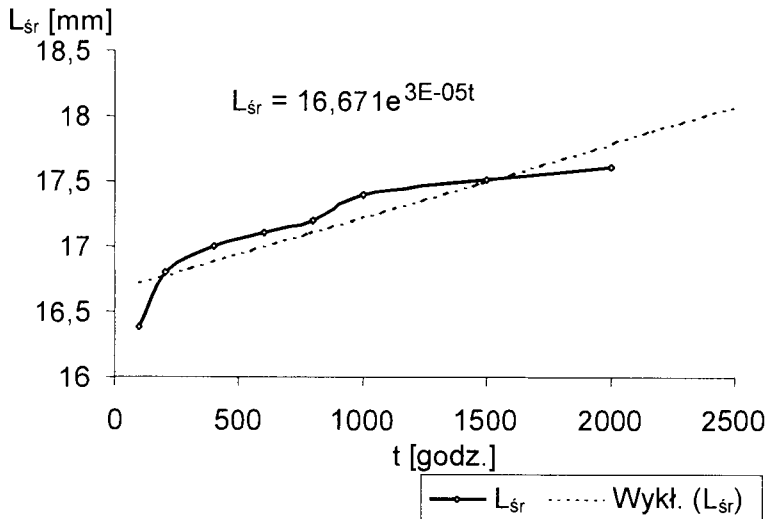
Rys. 7.1. Wykres punktowy wartości  $L$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



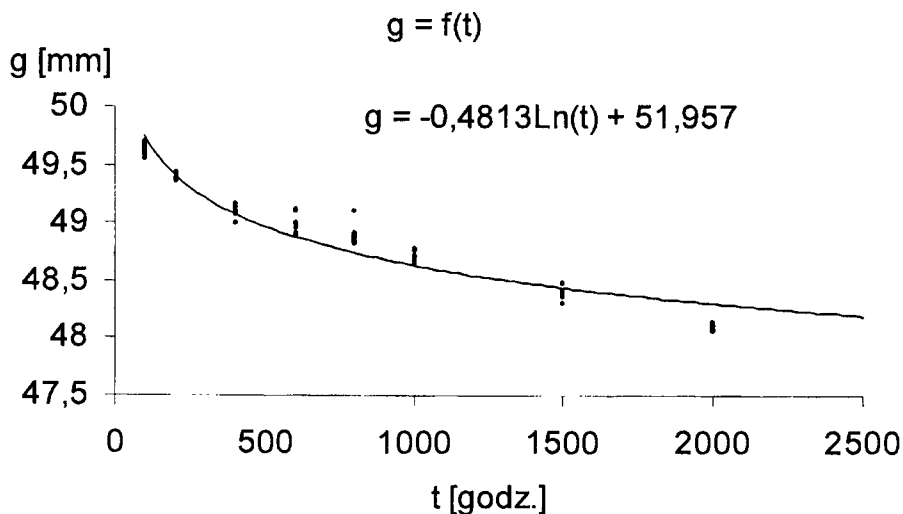
Rys. 7.2. Wykres liniowy wartości  $L_{\text{śr}}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



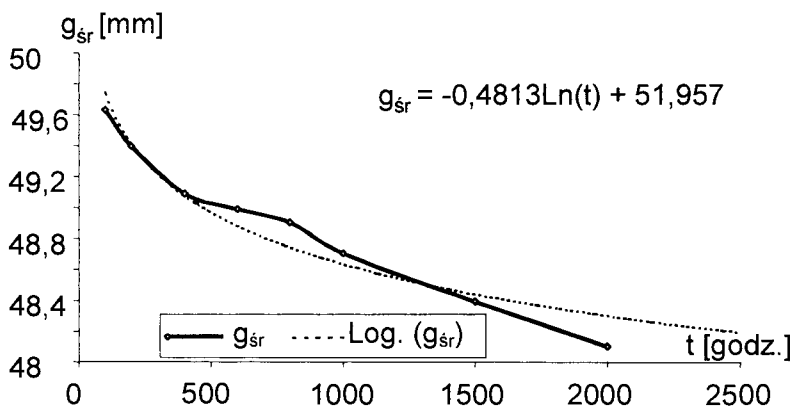
Rys. 8.1. Wykres punktowy wartości  $L$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii



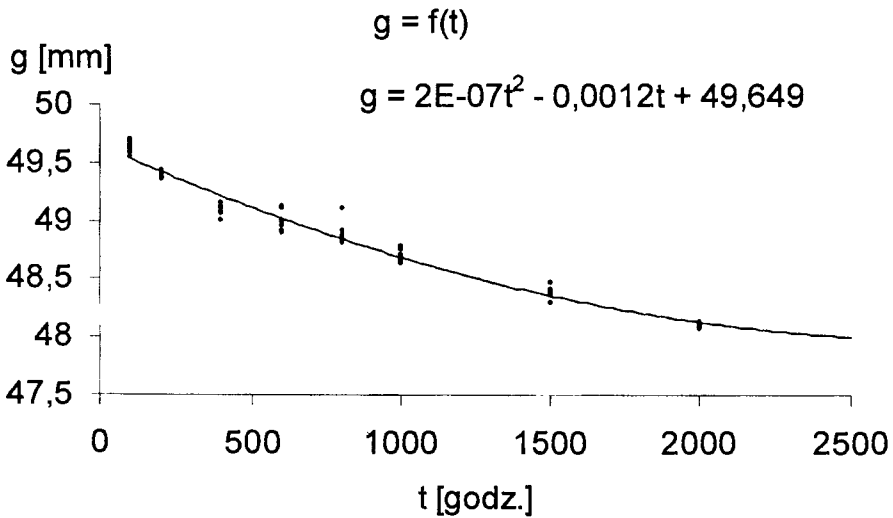
Rys. 8.2. Wykres liniowy wartości  $L_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii



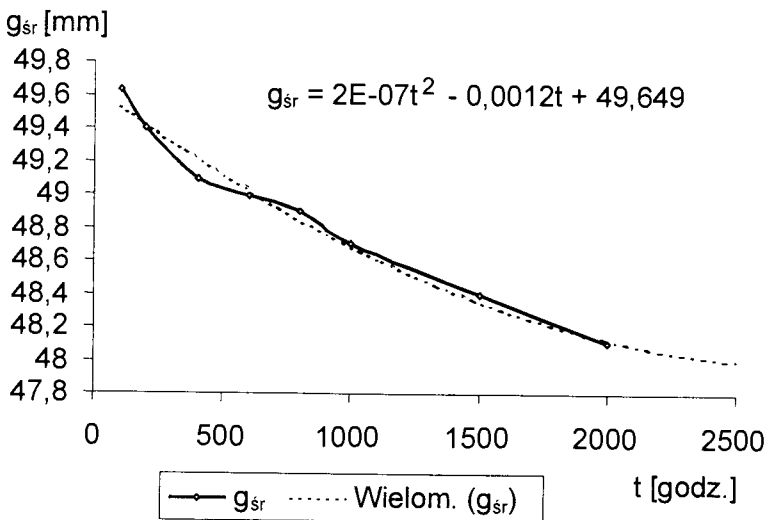
Rys. 9.1. Wykres punktowy wartości  $g$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii



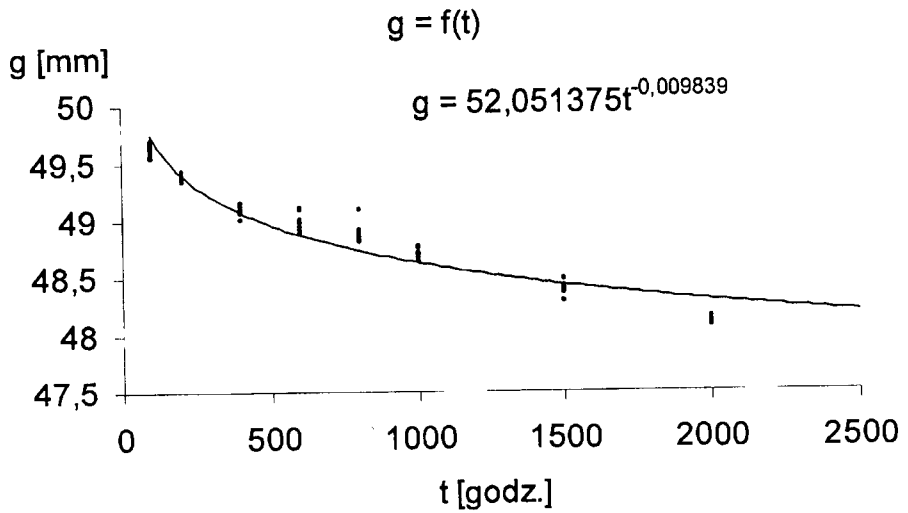
Rys. 9.2. Wykres liniowy wartości  $g_{\text{sr}}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z logarytmiczną linią trendu i równaniem tej linii



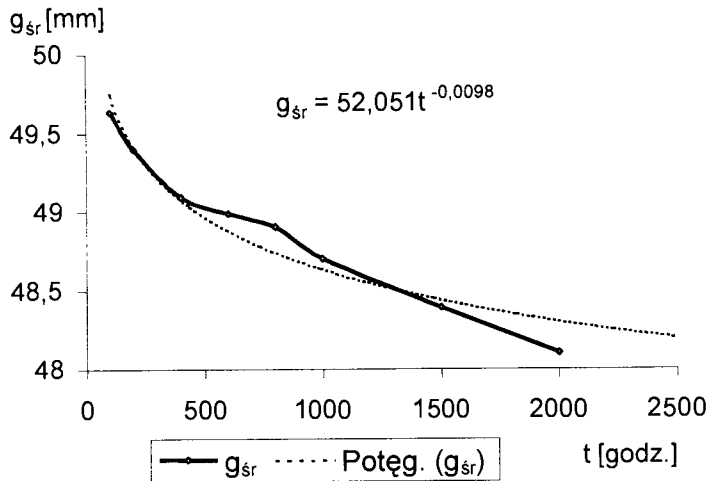
Rys. 10.1. Wykres punktowy wartości  $g$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



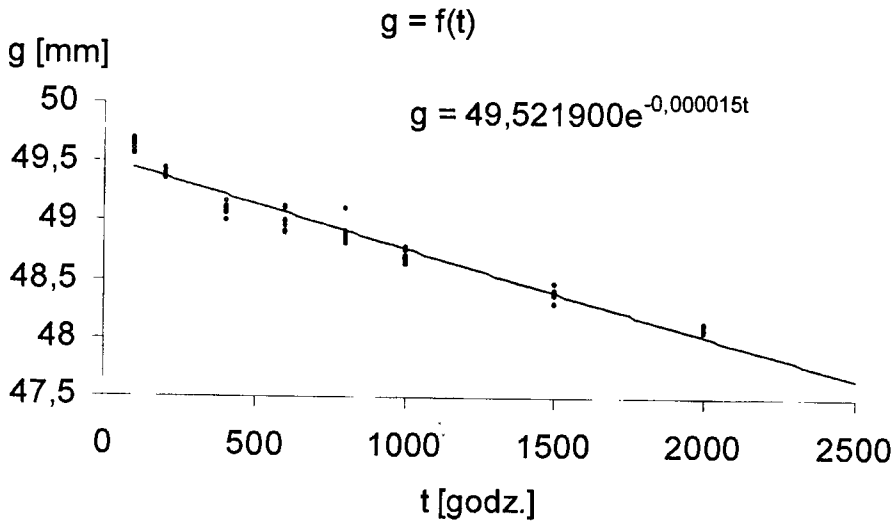
Rys. 10.2. Wykres liniowy wartości  $g_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wielomianową linią trendu i równaniem tej linii



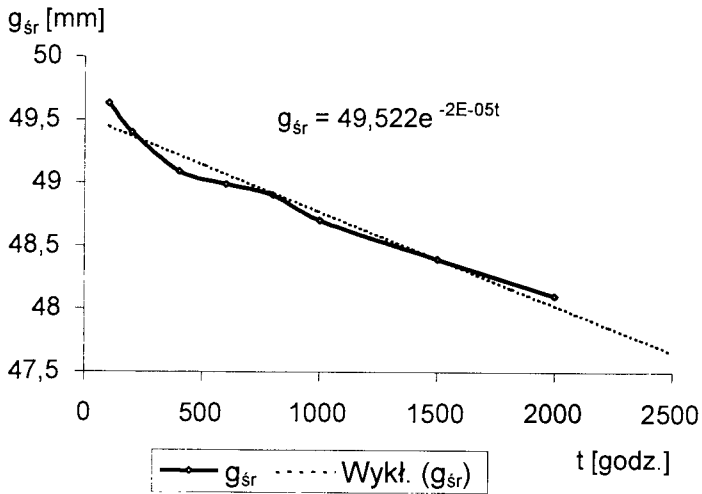
Rys. 11.1. Wykres punktowy wartości  $g$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



Rys. 11.2. Wykres liniowy wartości  $g_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z potęgową linią trendu i równaniem tej linii



Rys. 12.1. Wykres punktowy wartości  $g$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii



Rys. 12.2. Wykres liniowy wartości  $g_{sr}$  w funkcji czasu pracy ( $t$ ) z wykładniczą linią trendu i równaniem tej linii

Tablica 9

## Zestawienie obliczeń dla parametru D

t [godz.]	$D_{sr}$	$D_o$	$3 \sigma_{n-1}$	$ D_{sr} - D_o $	e
100	16,115	16,1	0,1651	0,015	16,115±0,1651
200	16,14	16,135	0,1	5 <sup>-3</sup>	16,14±0,1
400	16,1525	16,17	0,0136	0,0175	16,1525±0,1136
600	16,1838	16,19	0,156	6,2 <sup>-3</sup>	16,1838±0,156
800	16,1956	16,20	0,1736	4,4 <sup>-3</sup>	16,1956±0,1736
1000	16,2013	16,216	0,0812	0,0147	16,2013±0,0812
1500	16,21	16,236	0,0876	0,026	16,21±0,0876
2000	16,303	16,25	0,1667	0,053	16,303±0,1667

Tablica 10

## Zestawienie obliczeń dla parametru L

t [godz.]	$L_{sr}$	$L_o$	$3 \sigma_{n-1}$	$ L_{sr} - L_o $	e
100	16,3881	16,452	0,1736	0,0639	16,3881±0,1736
200	16,7975	16,712	0,1684	0,0855	16,7975±0,1684
400	17,0025	16,972	0,1936	0,0305	17,0025±0,1936
600	17,1081	17,124	0,1347	0,0159	17,1081±0,1347
800	17,1988	17,232	0,0766	0,0332	17,1988±0,0776
1000	17,395	17,371	0,1215	0,024	17,395±0,1215
1500	17,5156	17,546	0,1296	0,0304	17,5156±0,1296
2000	17,6038	17,722	0,1273	0,1182	17,6038±0,1273

Tablica 11

## Zestawienie obliczeń dla parametru g

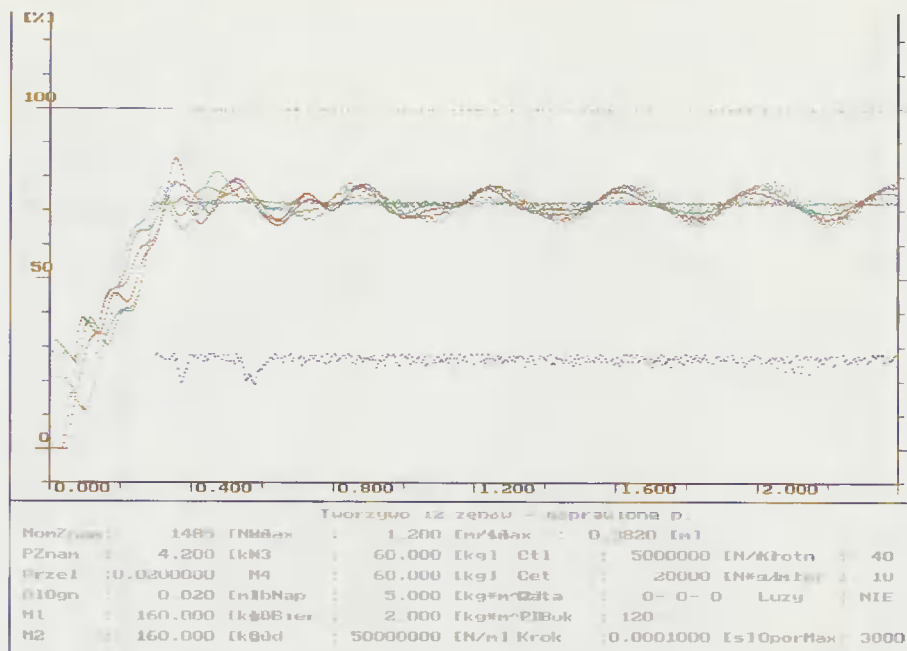
t [godz.]	$g_{sr}$	$g_o$	$3 \sigma_{n-1}$	$ g_{sr} - g_o $	e
100	49,6333	49,634	0,1338	7·10 <sup>-4</sup>	49,6333±0,1338
200	49,3992	49,400	0,0707	8·10 <sup>-4</sup>	49,3992±0,0707
400	49,09	49,166	0,11	0,076	49,09±0,11
600	48,9883	49,078	0,2078	0,0897	48,9883±0,2078
800	48,9017	48,930	0,2189	0,0283	48,9017±0,2189
1000	48,7025	48,785	0,1194	0,0825	48,7025±0,1194
1500	48,3933	48,420	0,1268	0,0267	48,3933±0,1268
2000	48,1025	48,058	0,0641	0,0445	48,1025±0,0641



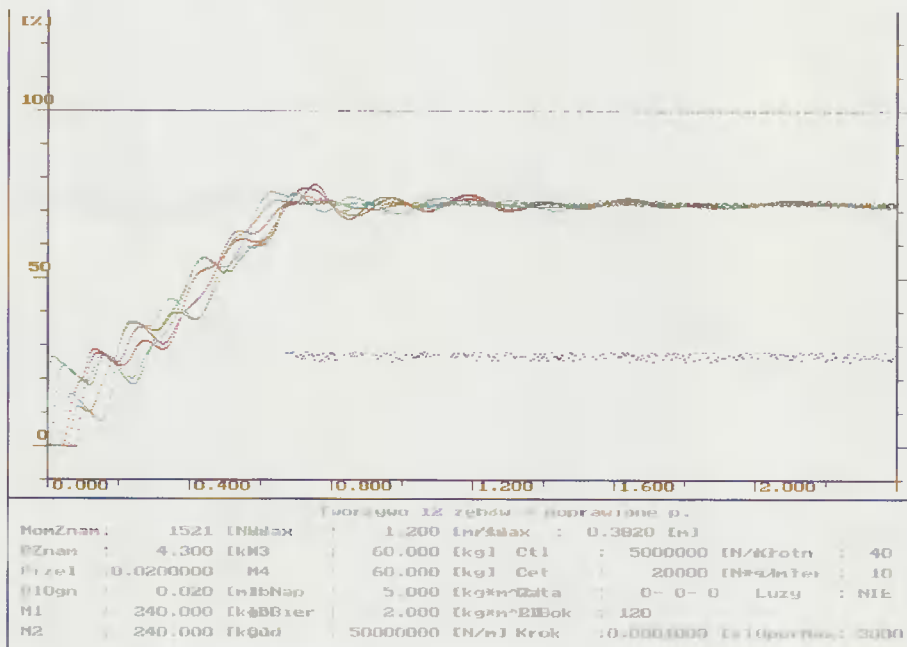
## Załącznik 3

### **PRZYKŁADY MODELOWANIA PRACY PRZENOŚNIKA Z CIĘGNEM TWORZYWOWYM**

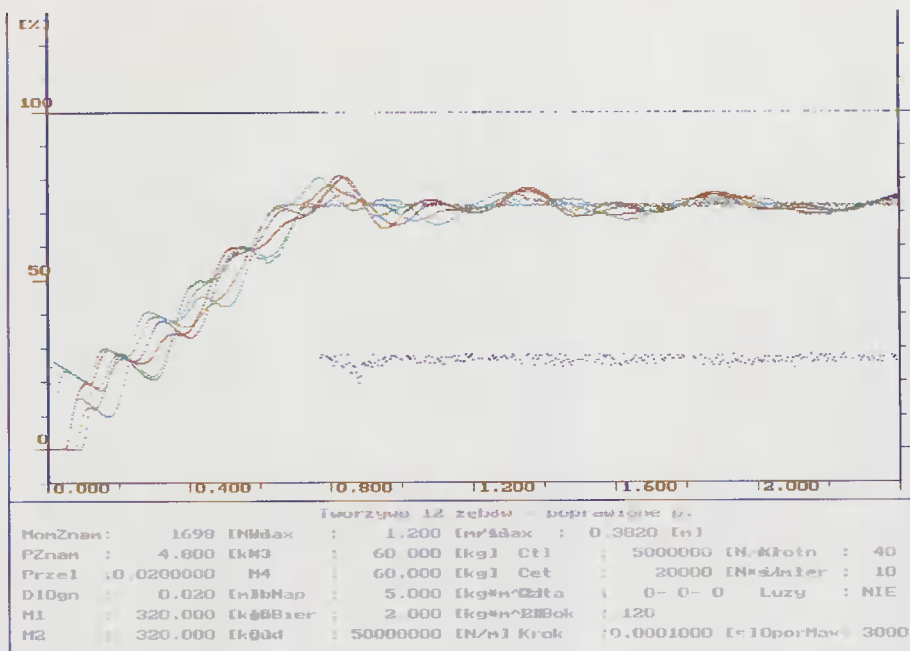




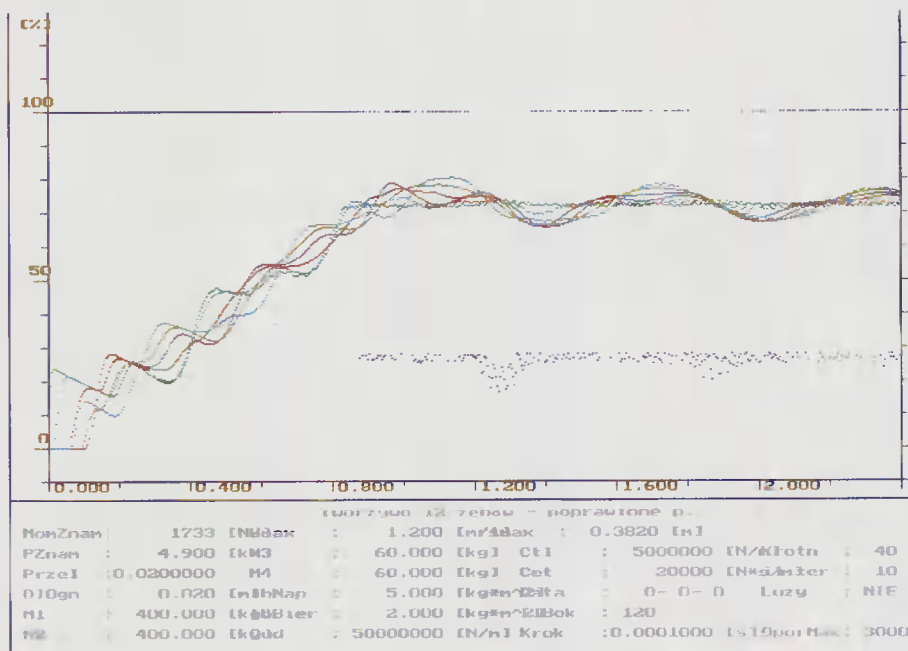
Przykład 1. Prędkość 1,2 m/s, długość 10 m, moc 4,2 kW



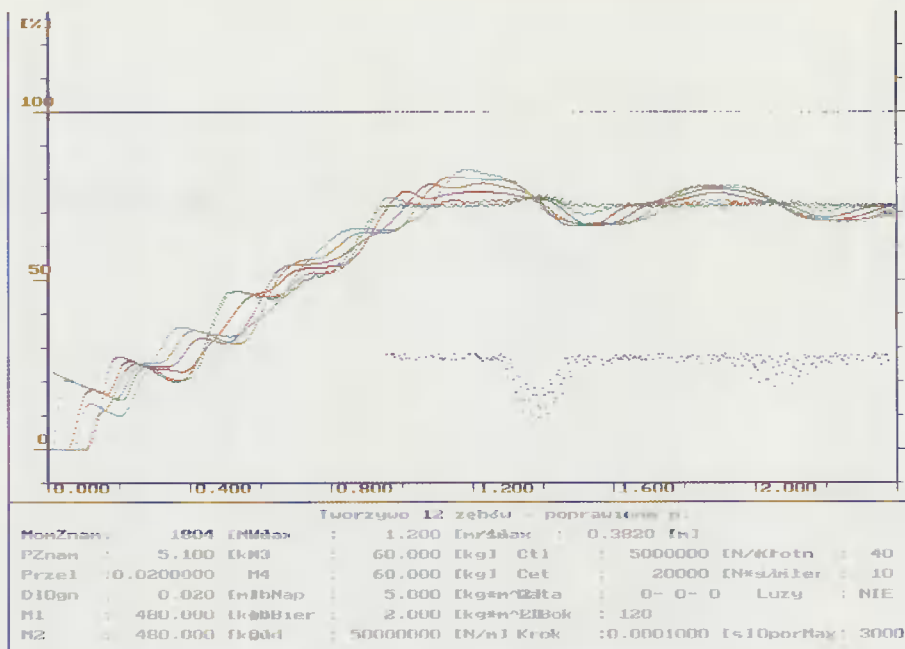
Przykład 2. Prędkość 1,2 m/s, długość 15 m, moc 4,3 kW



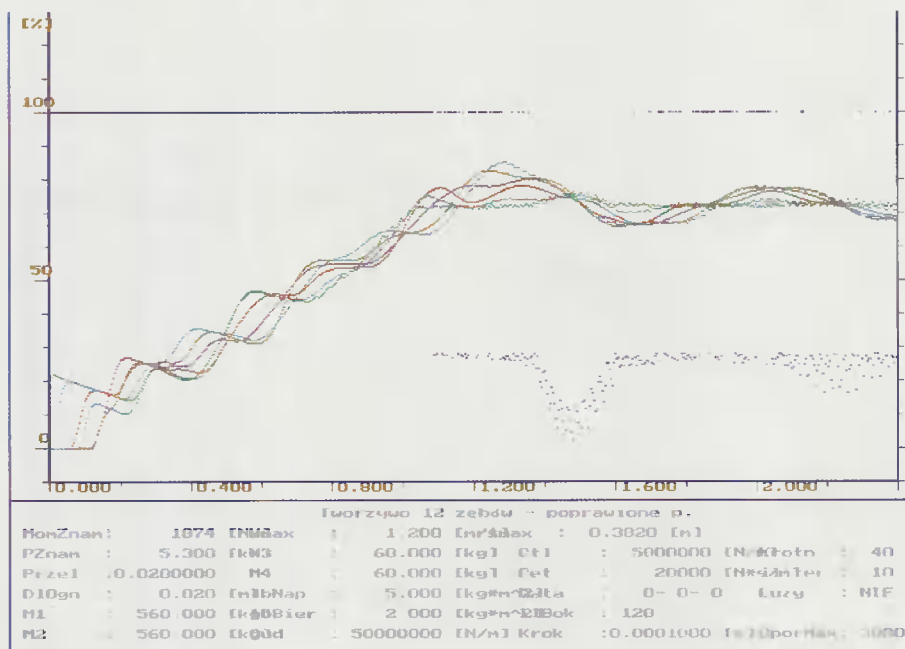
Przykład 3. Prędkość 1,2 m/s, długość 20 m, moc 4,8 kW



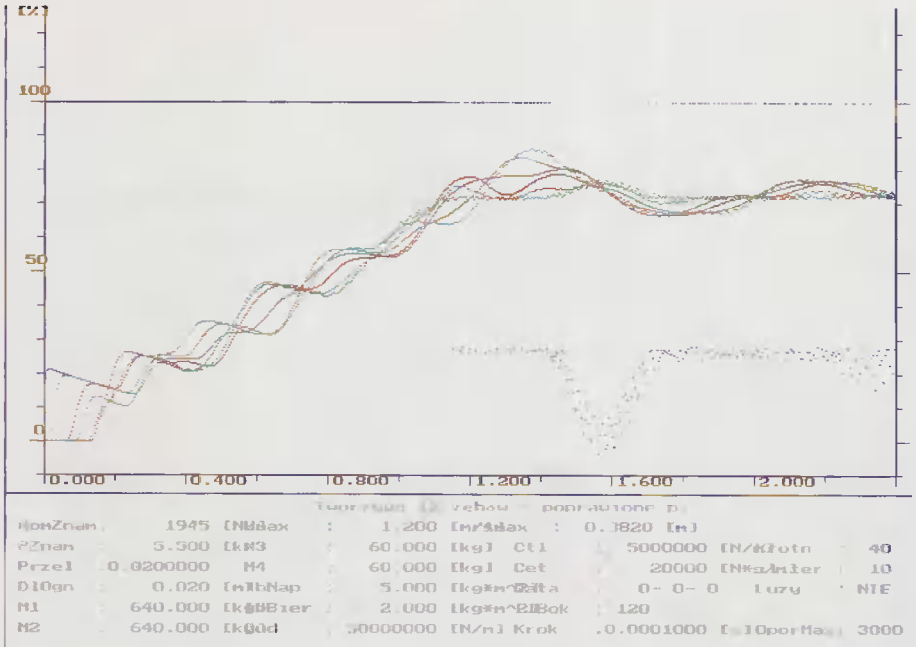
Przykład 4. Prędkość 1,2 m/s, długość 25 m, moc 4,9 kW



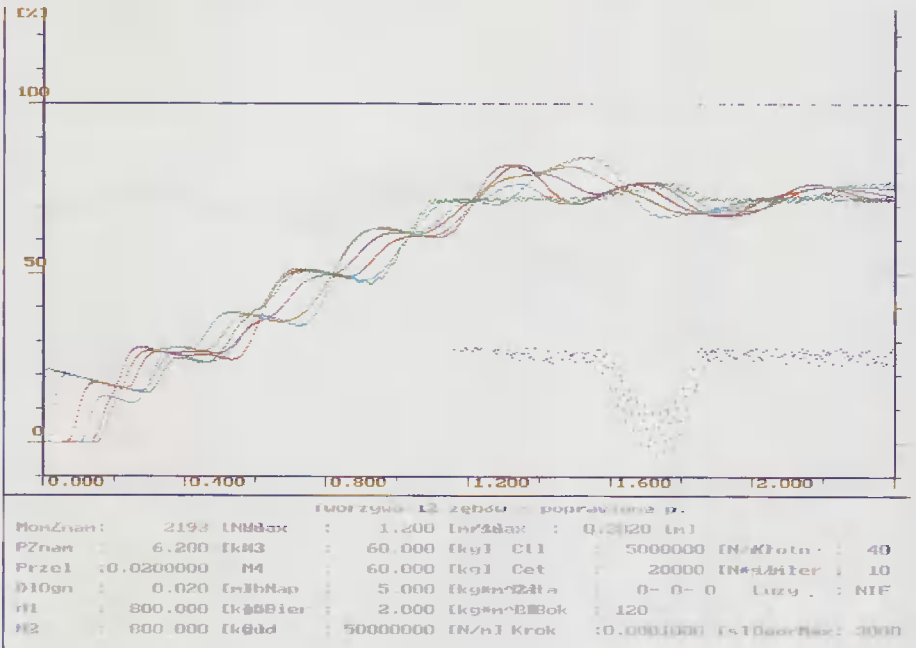
Przykład 5. Prędkość 1,2 m/s, długość 30 m, moc 5,1 kW



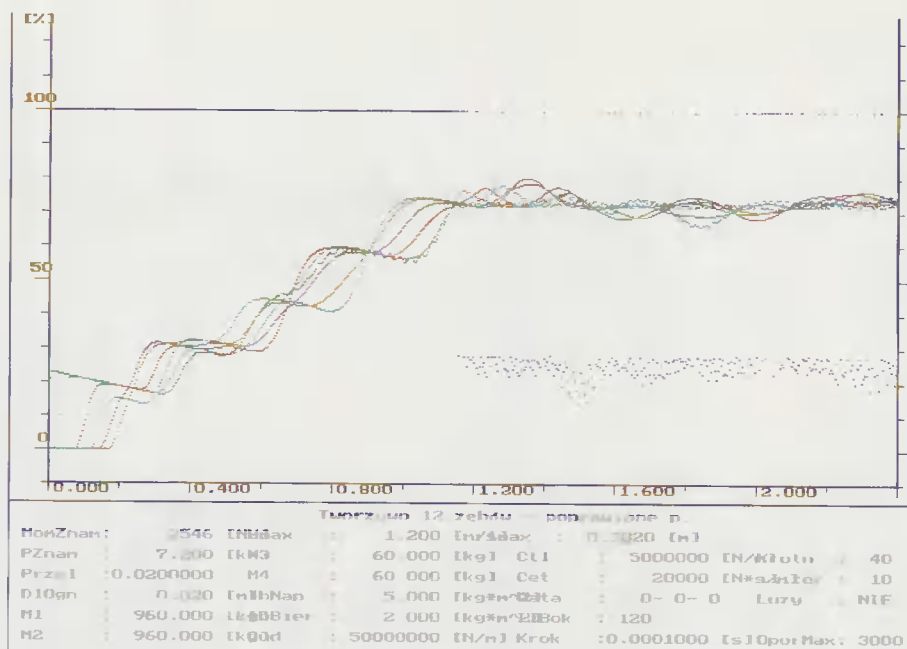
Przykład 6. Prędkość 1,2 m/s, długość 35 m, moc 5,3 kW



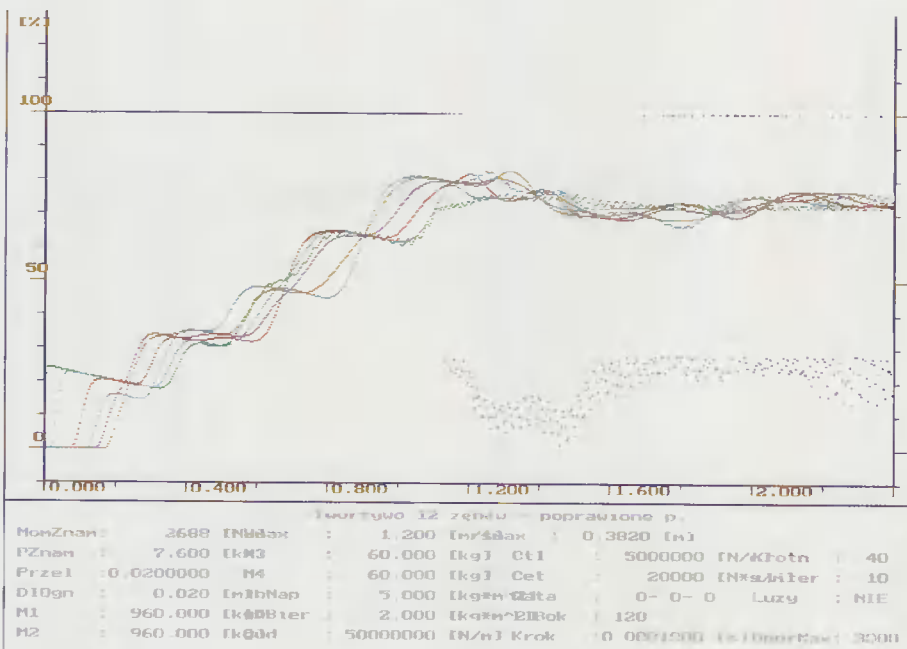
Przykład 7. Prędkość 1,2 m/s, długość 40 m, moc 5,5 kW



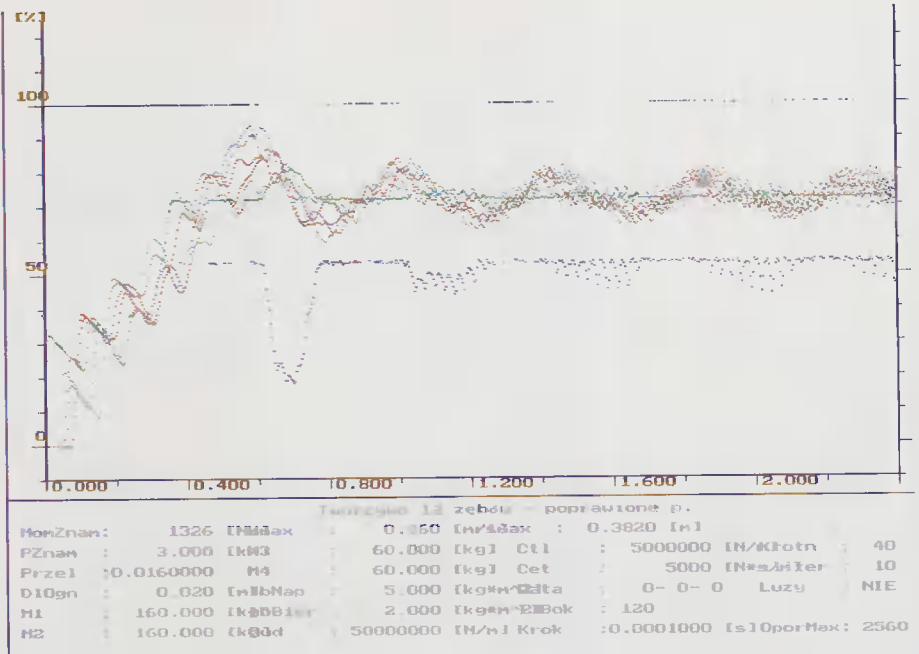
Przykład 8. Prędkość 1,2 m/s, długość 50 m, moc 6,2 kW



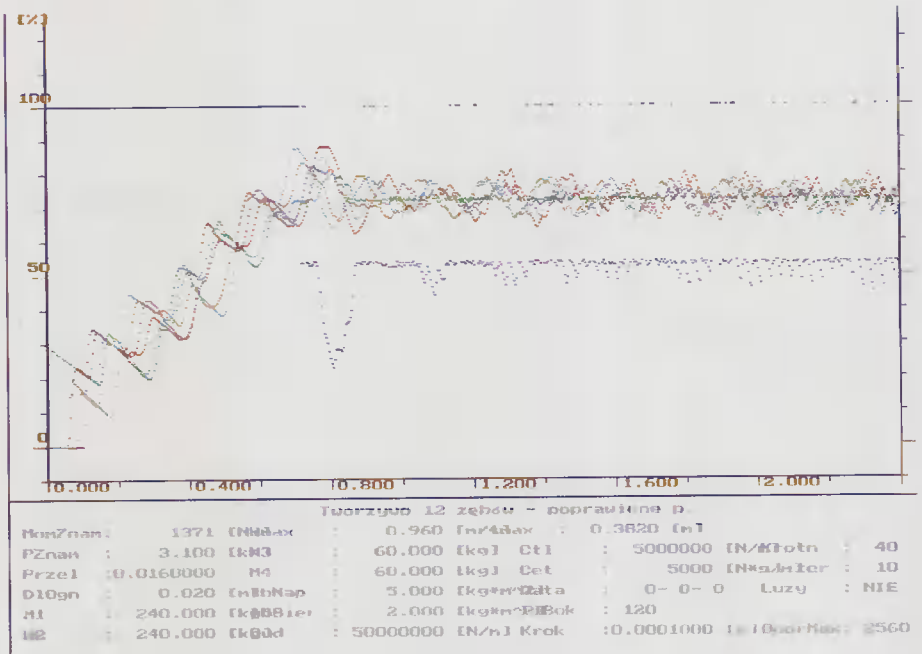
Przykład 9. Prędkość 1,2 m/s, długość 60 m, moc 7,2 kW



Przykład 10. Prędkość 1,2 m/s, długość 70 m, moc 7,6 kW

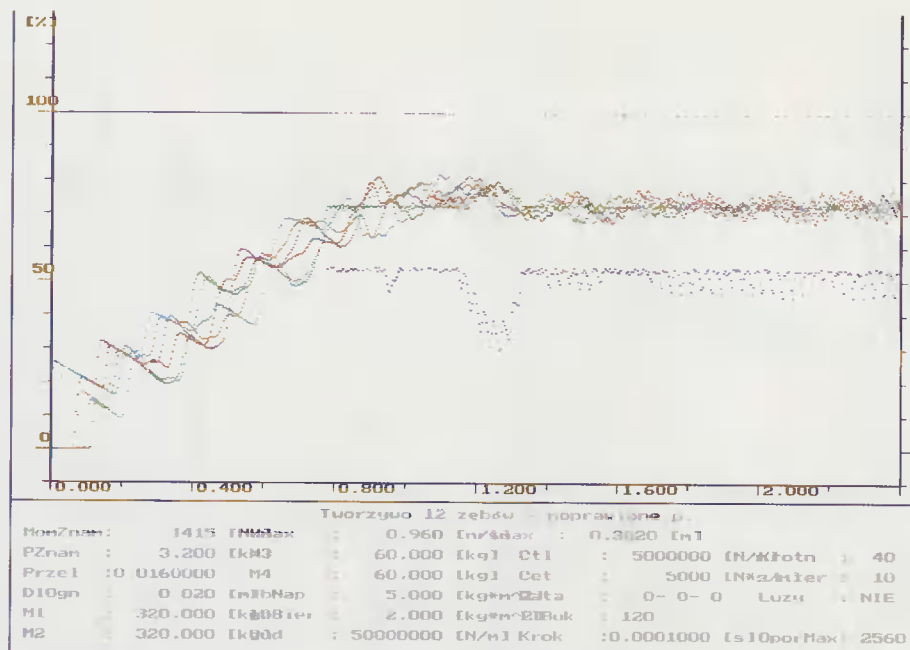


Przykład 11. Prędkość 0,96 m/s, długość 10 m, moc 3,0 kW

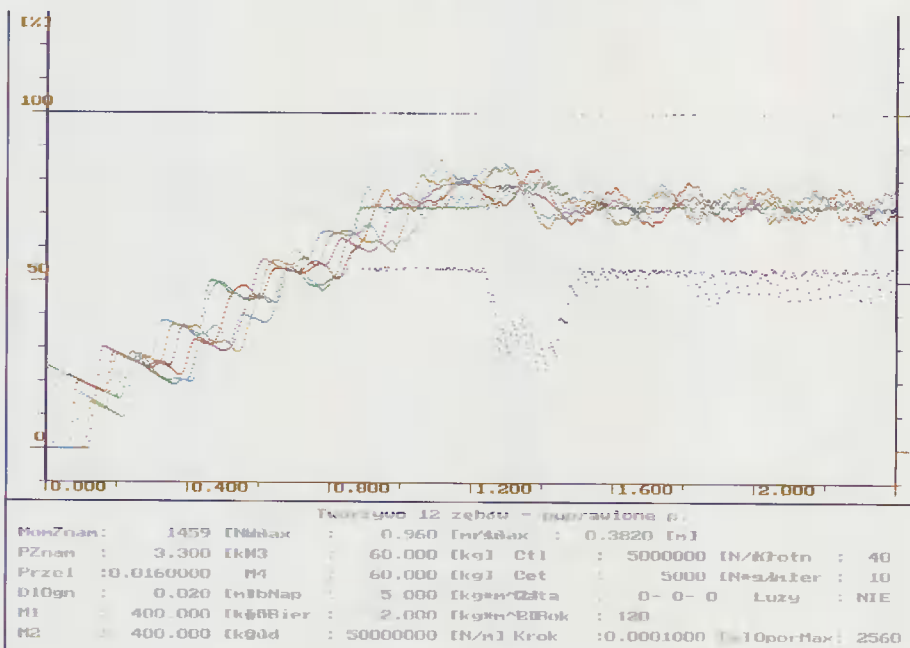


Przykład 12. Prędkość 0,96 m/s, długość 15m, moc 3,1 kW

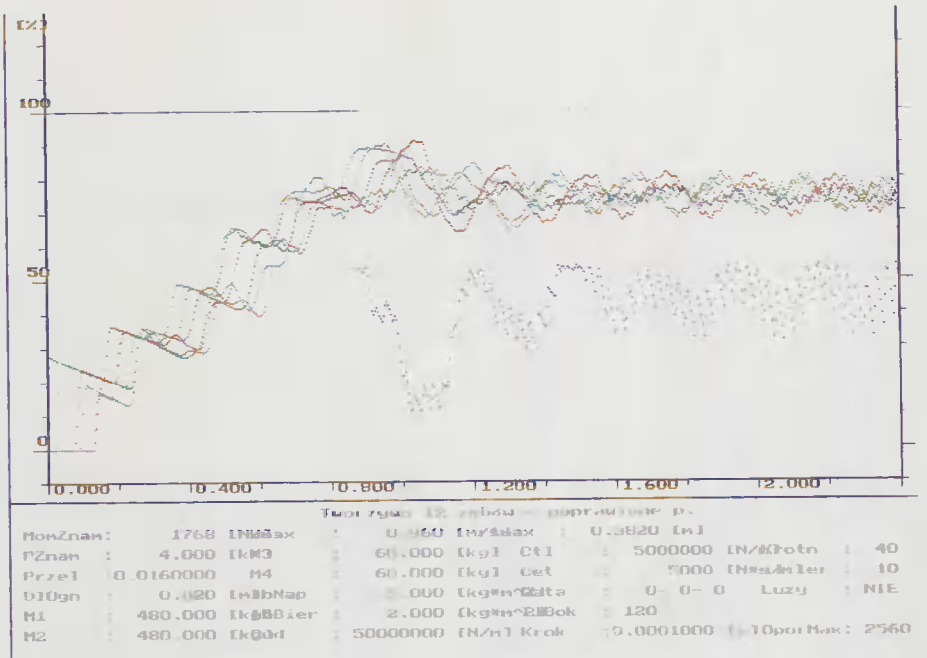




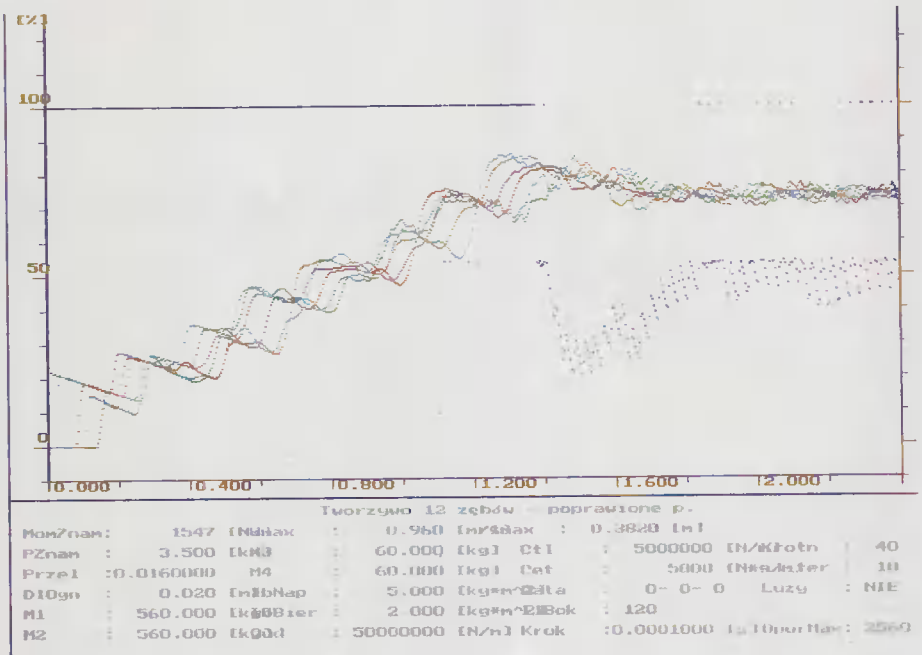
Przykład 13. Prędkość 0,96 m/s, długość 20 m, moc 3,2 kW



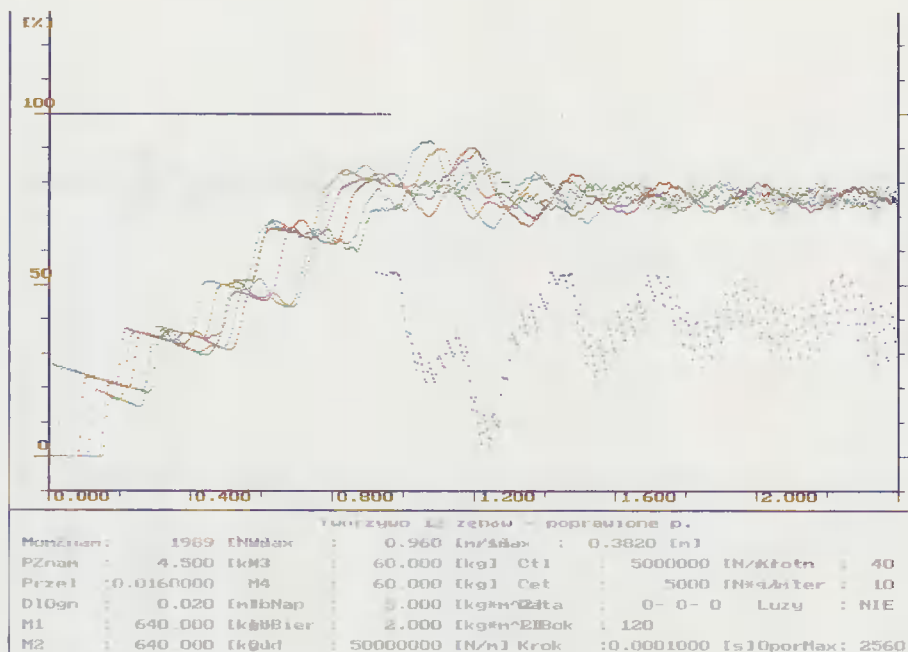
Przykład 14. Prędkość 0,96 m/s, długość 25 m, moc 3,3 kW



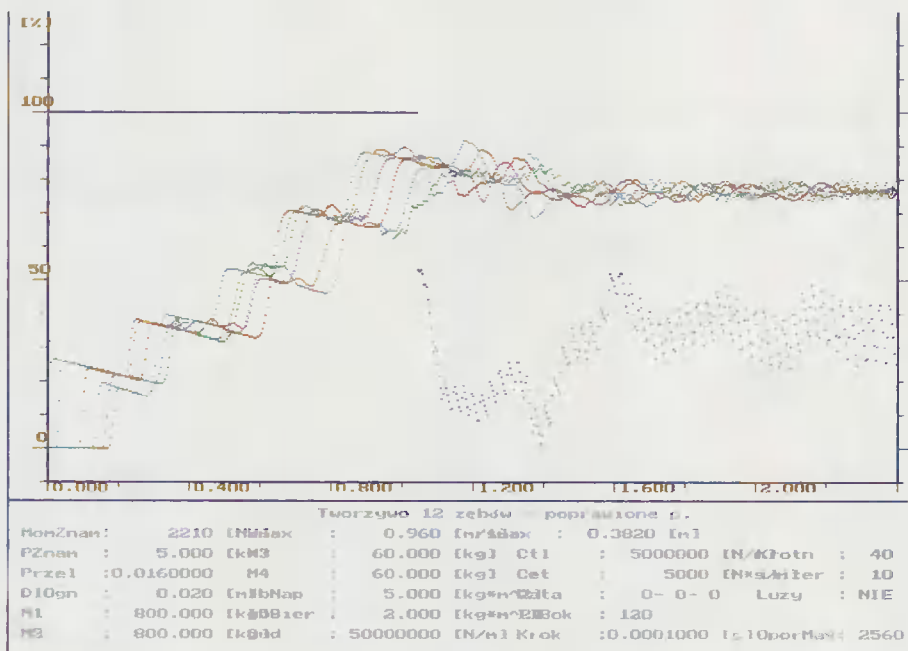
Przykład 15. Prędkość 0,96 m/s, długość 30 m, moc 4,0 kW



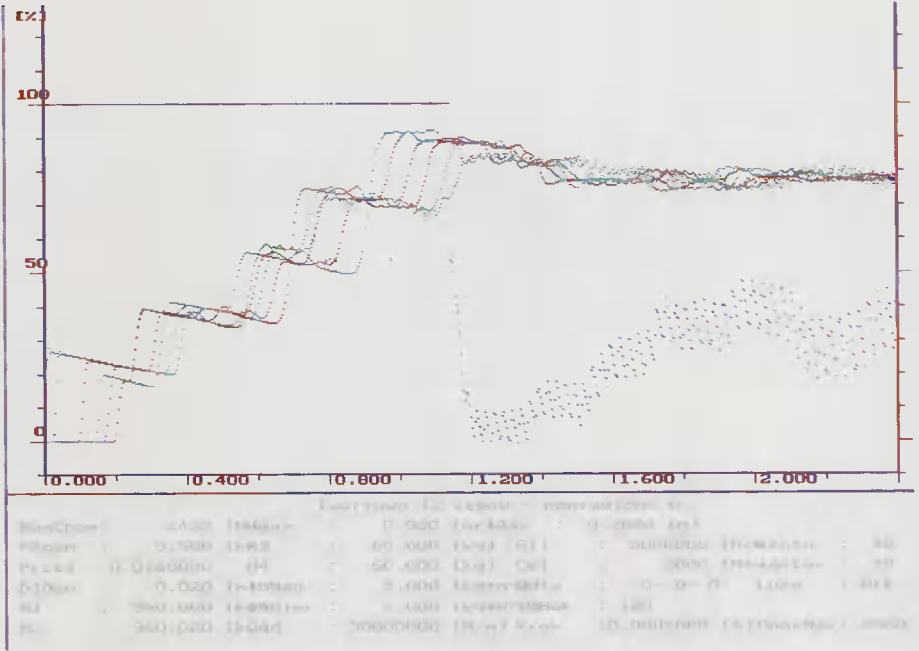
Przykład 16. Prędkość 0,96 m/s, długość 35 m, moc 3,5 kW



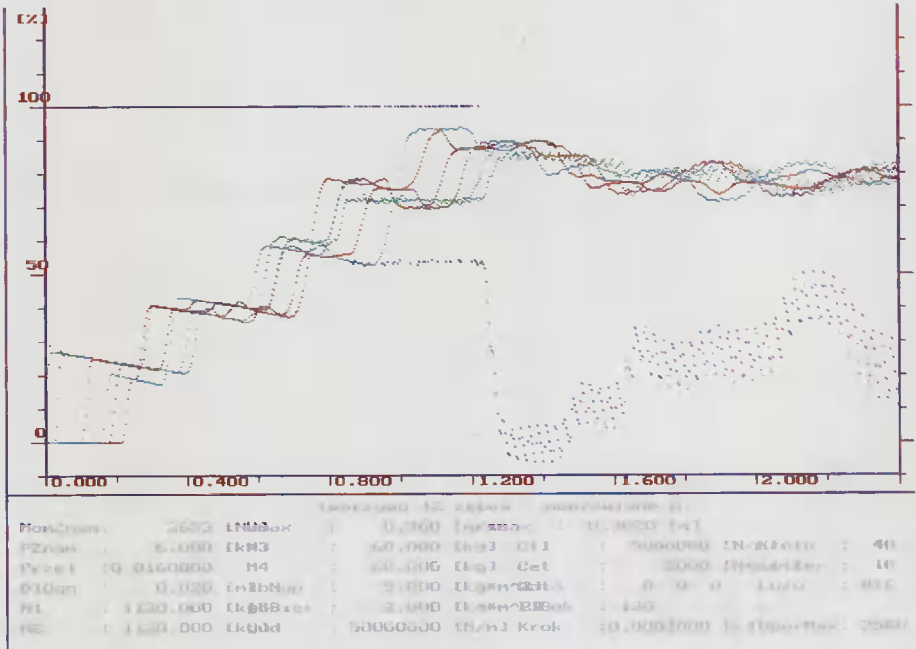
Przykład 17. Prędkość 0,96 m/s, długość 40 m, moc 4,3 kW



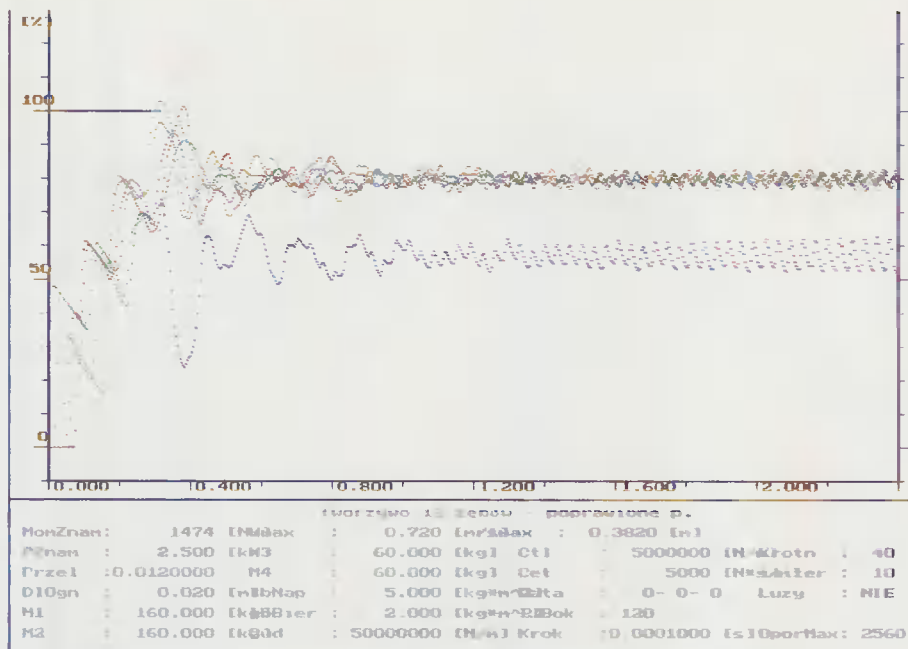
Przykład 18. Prędkość 0,96 m/s, długość 50 m, moc 5,0 kW



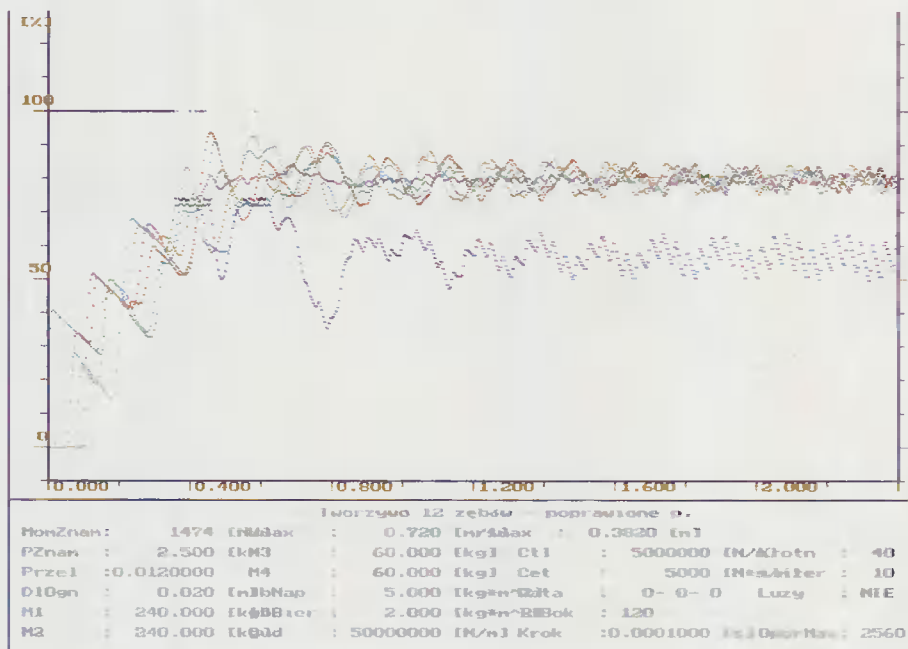
Przykład 19. Prędkość 0,96 m/s, długość 60 m, moc 5.5 kW



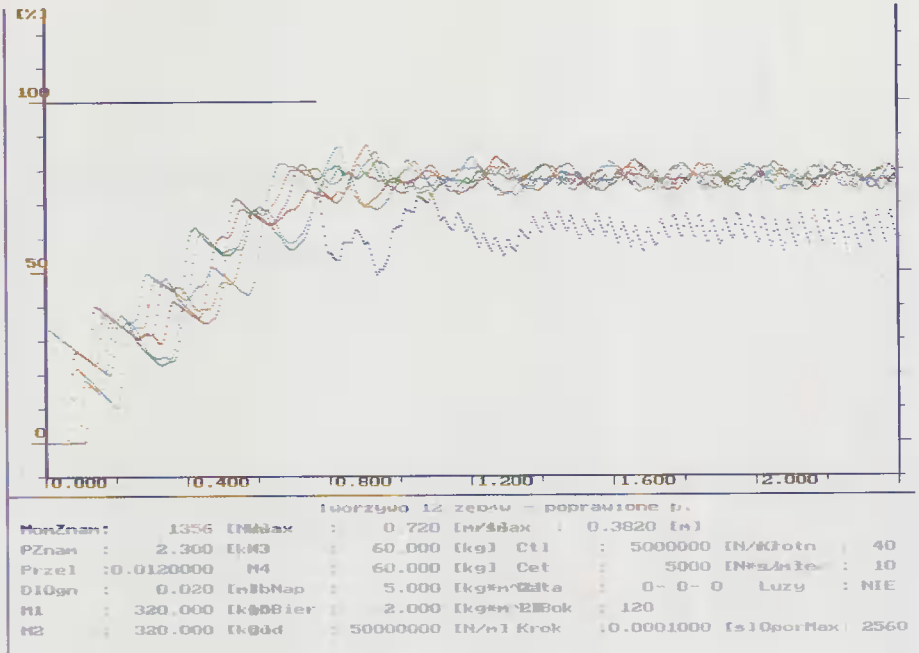
Przykład 20. Prędkość 0,96 m/s, długość 70 m, moc 6,0 kW



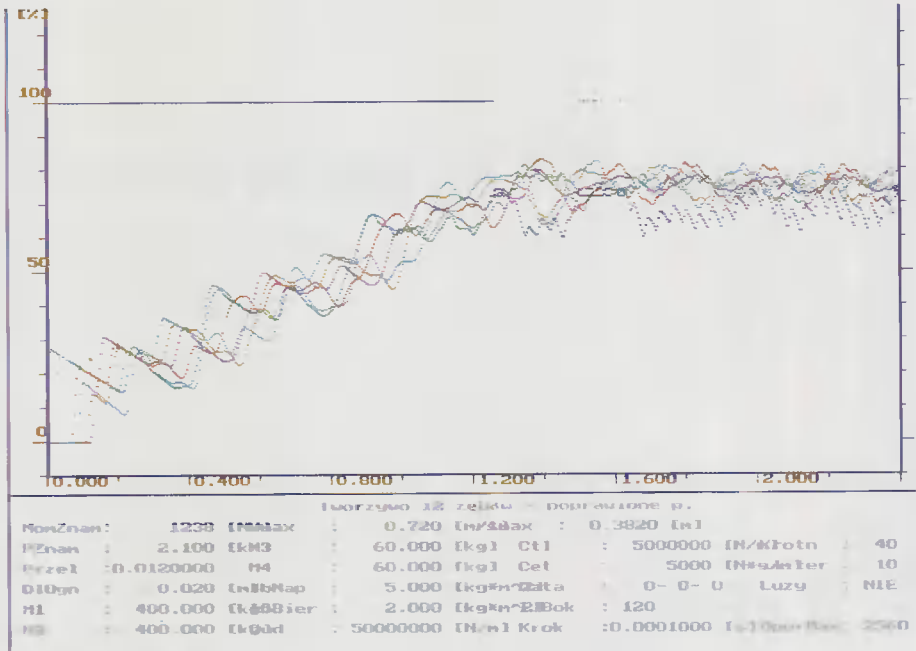
Przykład 21. Prędkość 0,72 m/s, długość 10 m, moc 2,5 kW



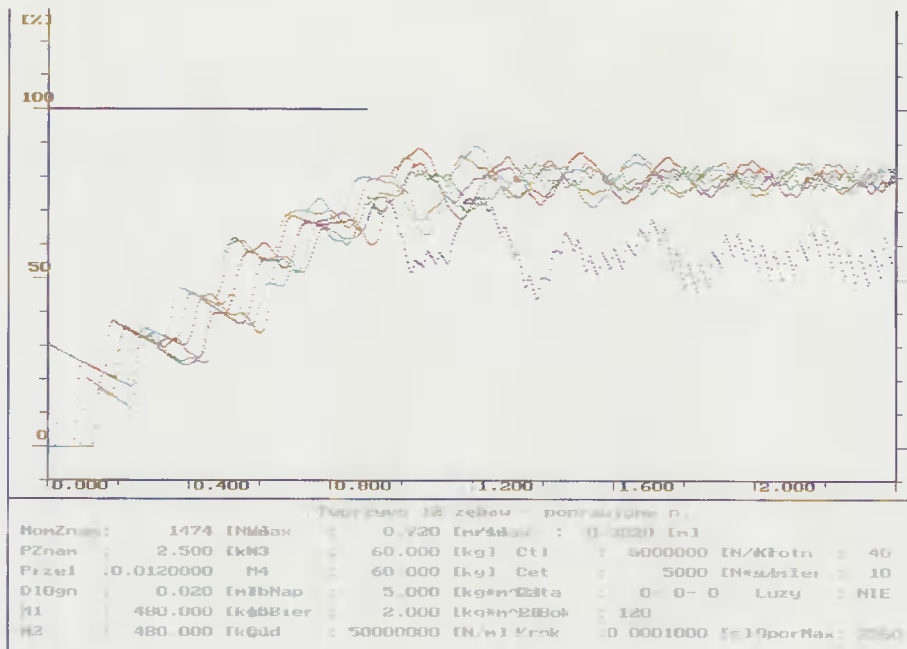
Przykład 22. Prędkość 0,72 m/s, długość 15 m, moc 2,5 kW



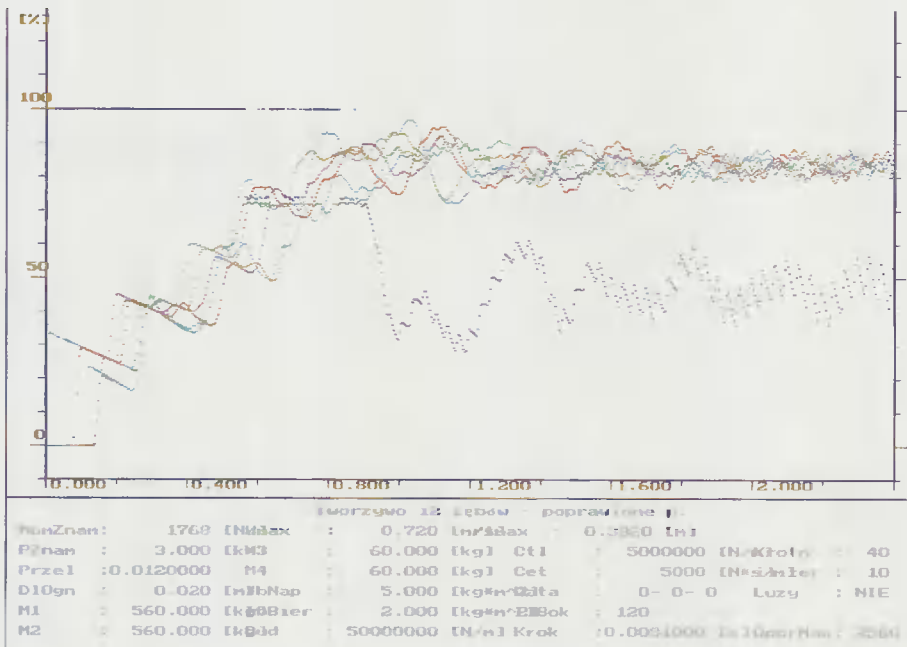
Przykład 23. Prędkość 0,72 m/s, długość 20 m, moc 2,3 kW



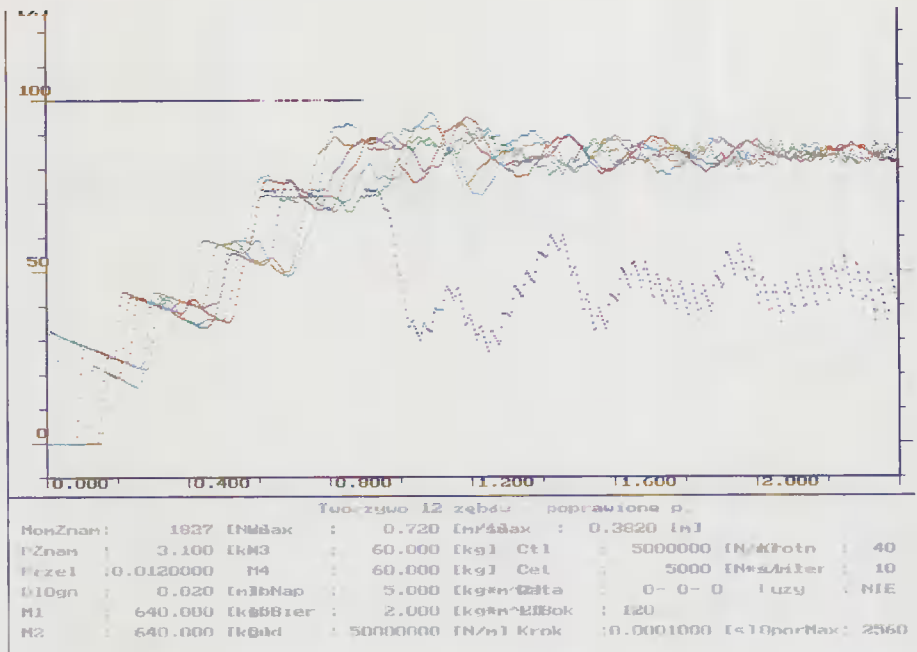
Przykład 24. Prędkość 0,72 m/s, długość 25 m, moc 2,1 kW



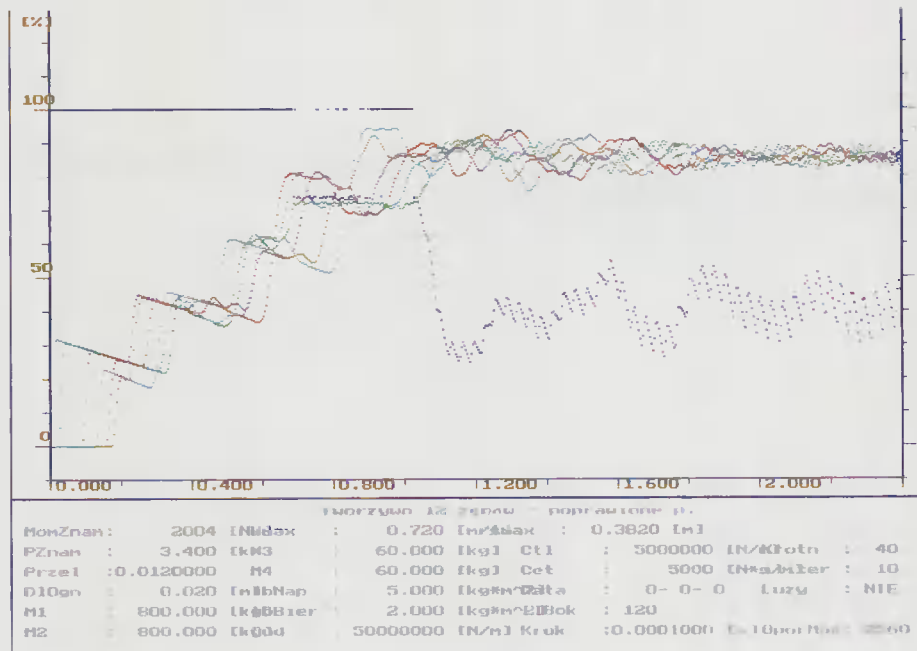
Przykład 25. Prędkość 0,72 m/s, długość 30 m, moc 2,5 kW



Przykład 26. Prędkość 0,72 m/s, długość 35 m, moc 3,0 kW

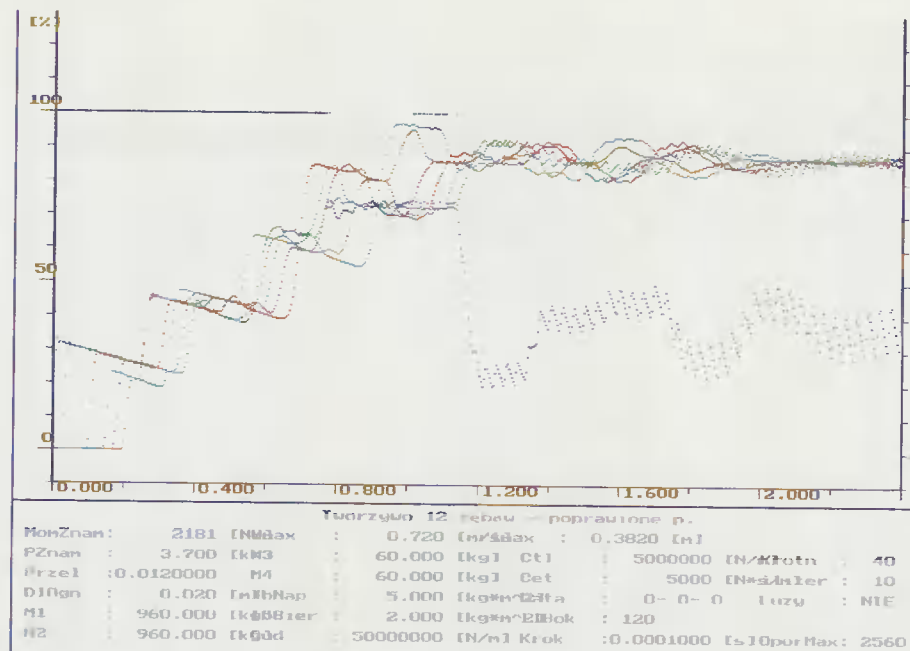


Przykład 27. Prędkość 0,72 m/s, długość 40 m, moc 3,1 kW

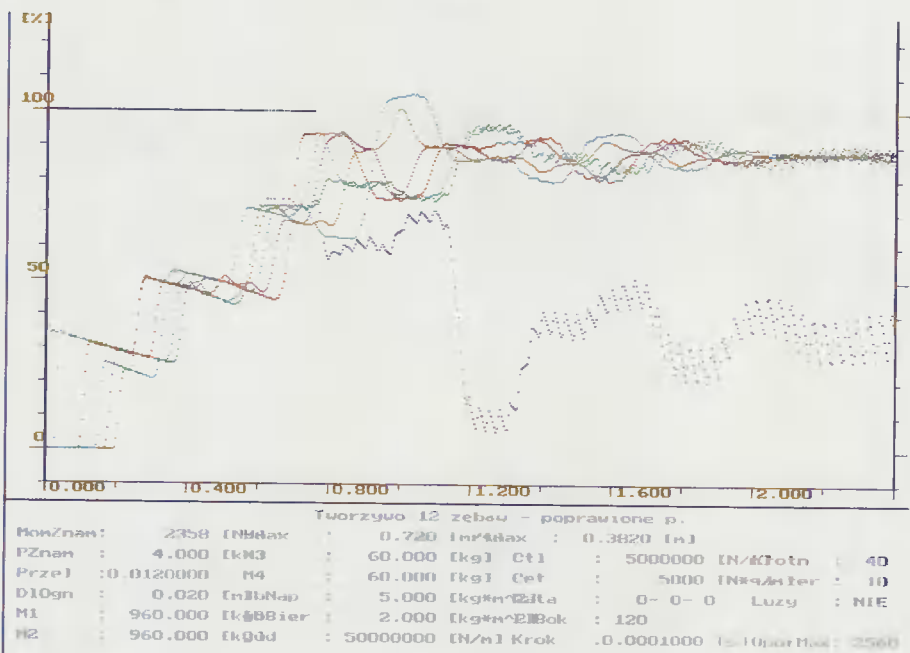


Przykład 28. Prędkość 0,72 m/s, długość 50 m, moc 3,4 kW

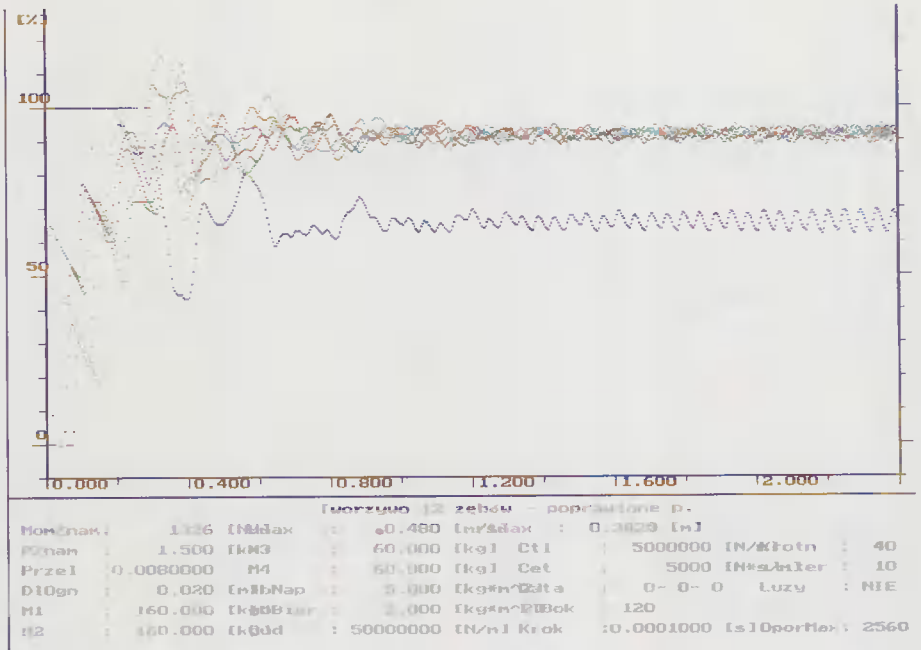




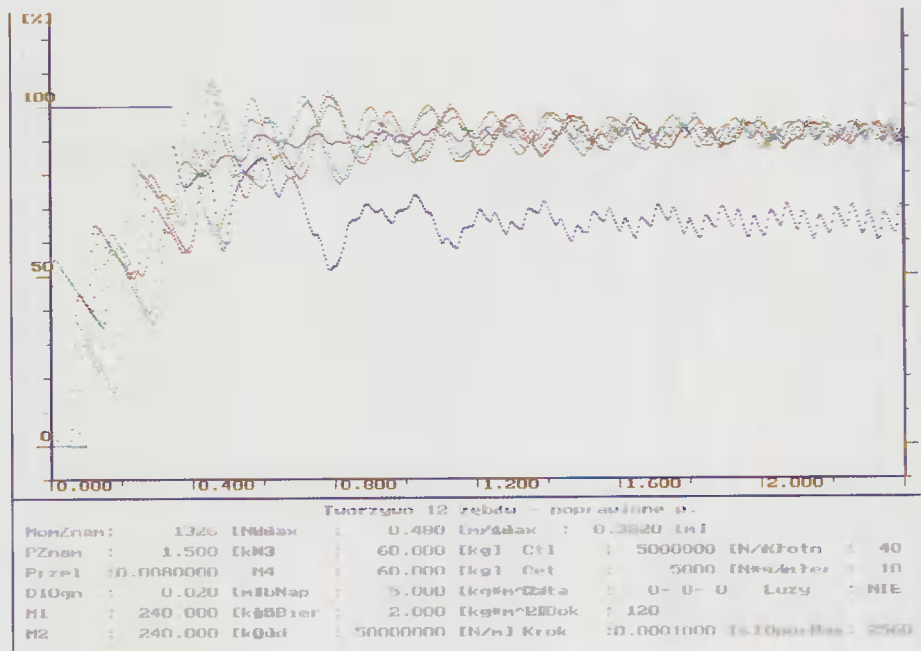
Przykład 29. Prędkość 0,72 m/s, długość 60 m, moc 3,7 kW



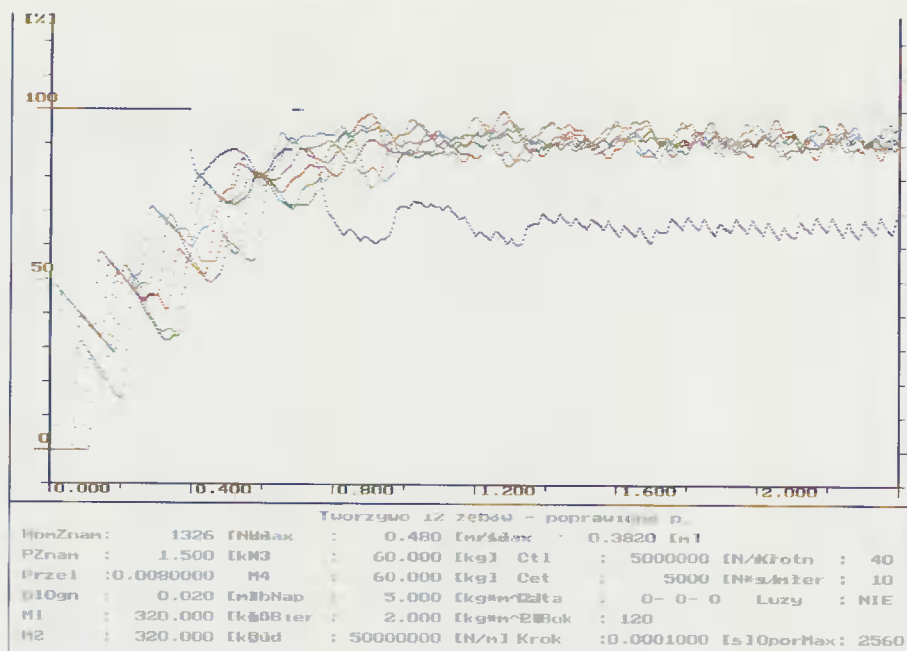
Przykład 30. Prędkość 0,72 m/s, długość 60 m, moc 4,0 kW



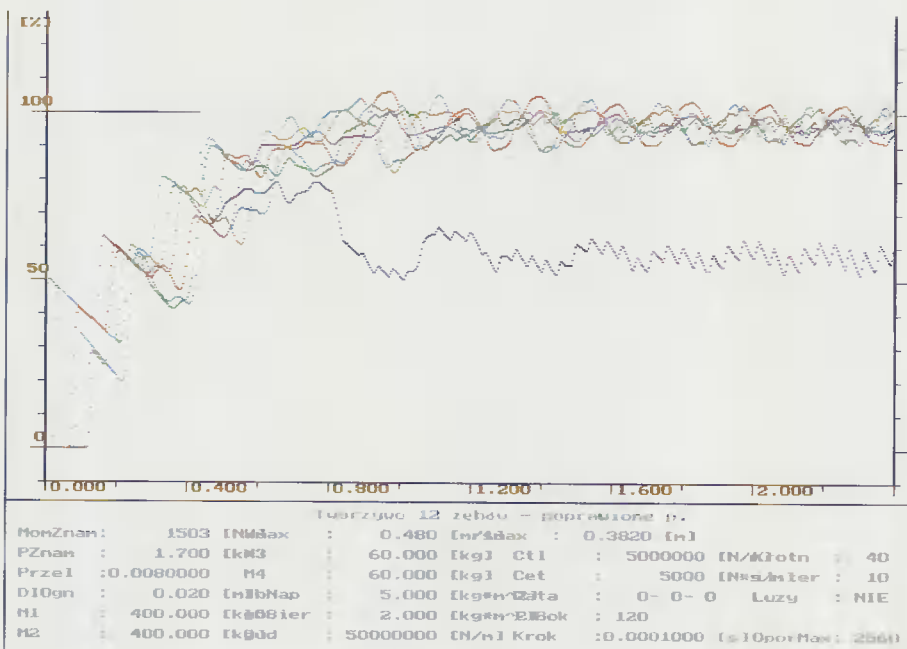
Przykład 31. Prędkość 0,48 m/s, długość 10 m, moc 1,5 kW



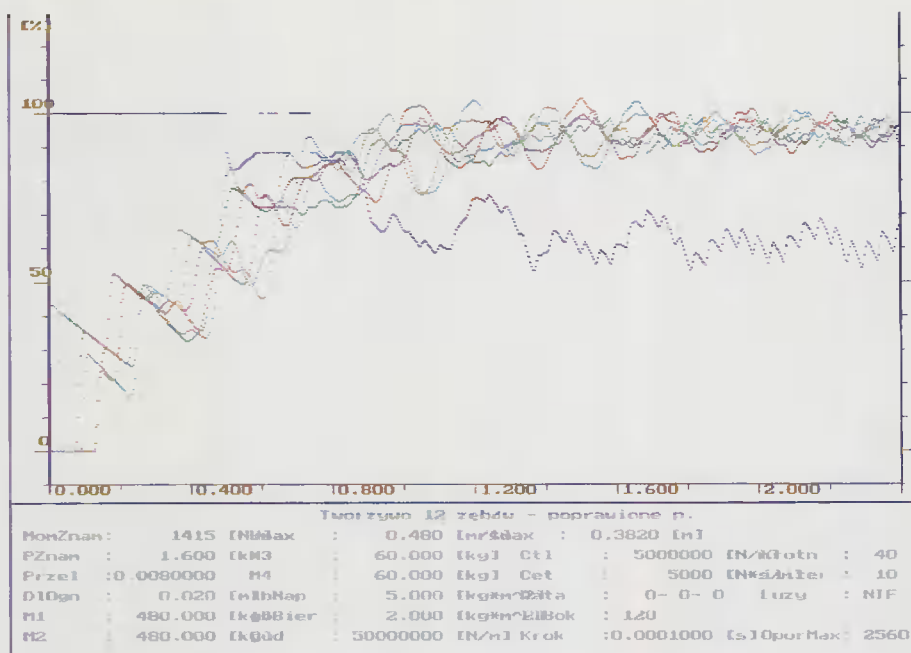
Przykład 32. Prędkość 0,48 m/s, długość 15 m, moc 1,5 kW



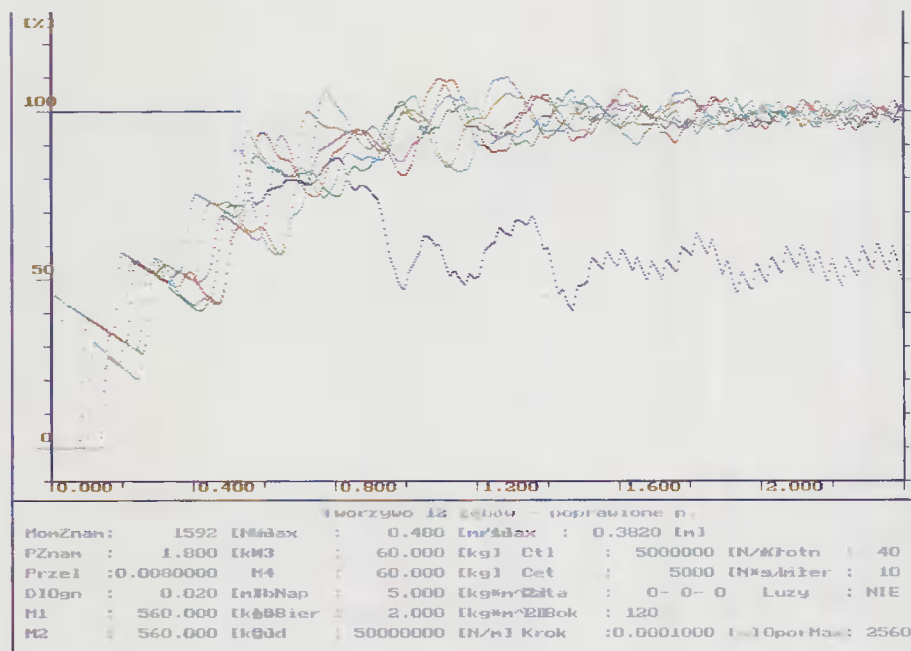
Przykład 33. Prędkość 0,48 m/s, długość 20 m, moc 1,5 kW



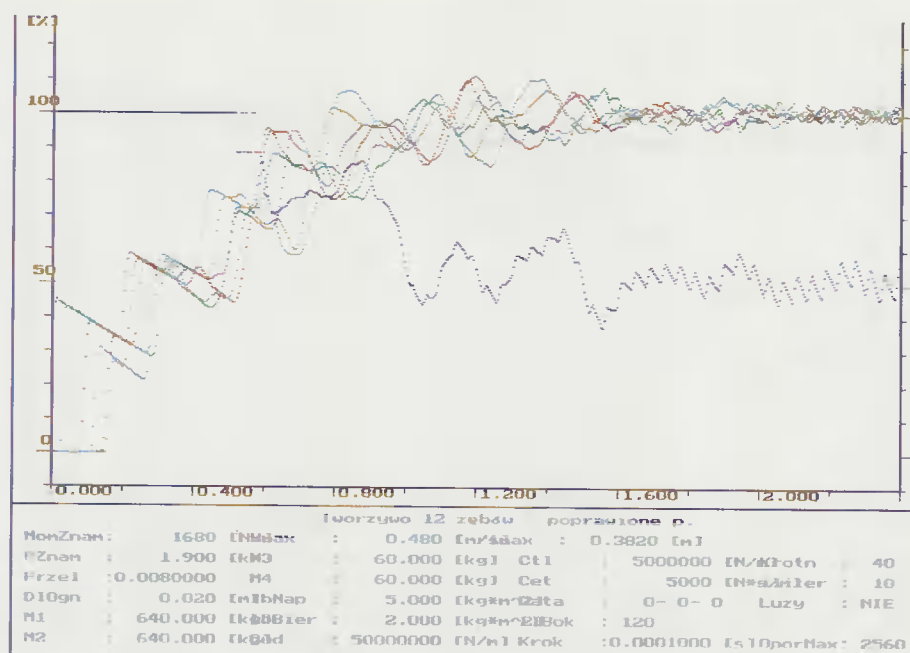
Przykład 34. Prędkość 0,48 m/s, długość 25 m, moc 1,7 kW



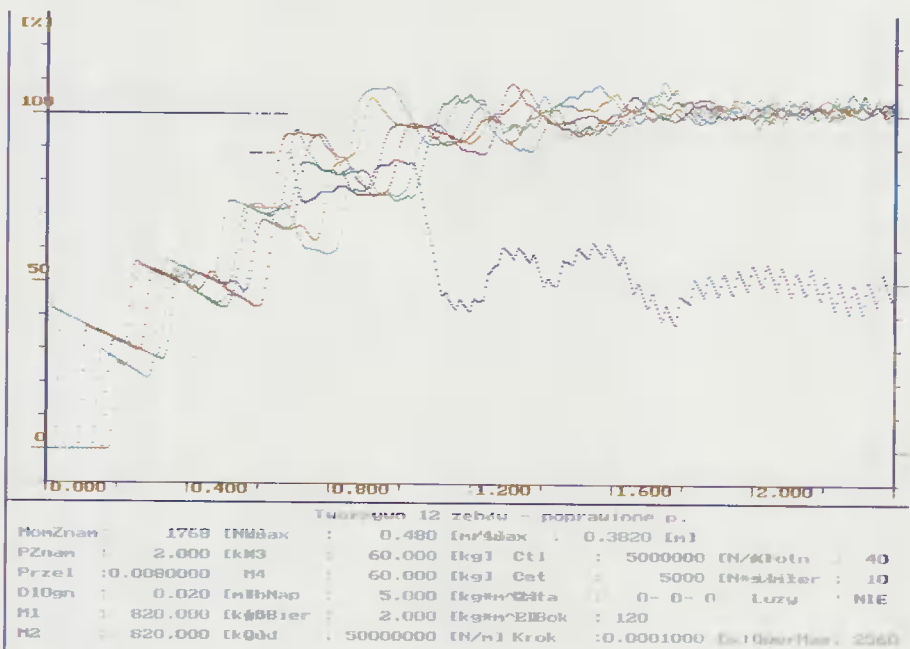
Przykład 35. Prędkość 0,48 m/s, długość 30 m, moc 1,6 kW



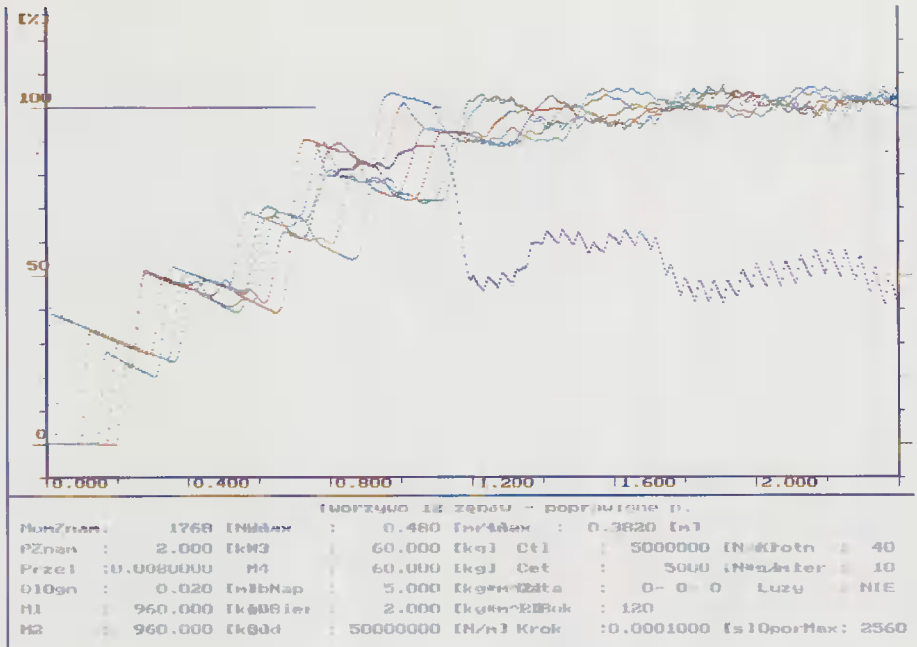
Przykład 36. Prędkość 0,48 m/s, długość 35 m, moc 1,8 kW



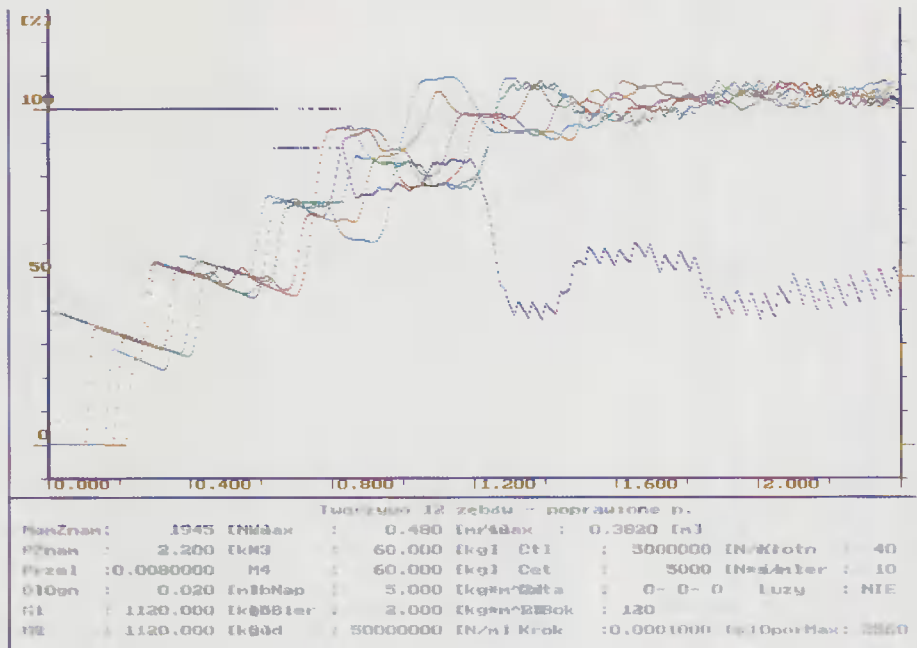
Przykład 37. Prędkość 0,48 m/s, długość 40 m, moc 1,98 kW



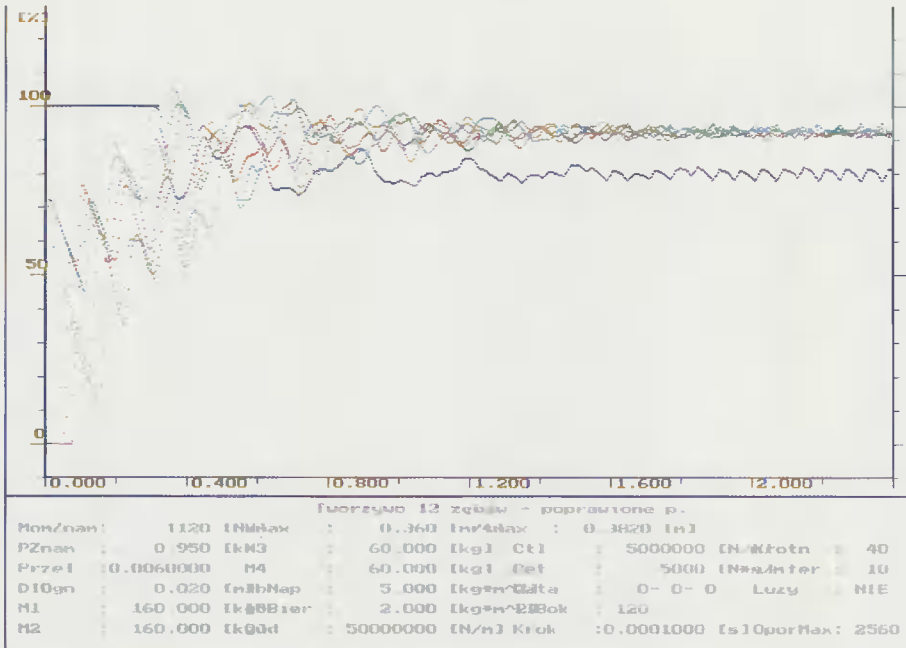
Przykład 38. Prędkość 0,48 m/s, długość 40 m, moc 2,0 kW



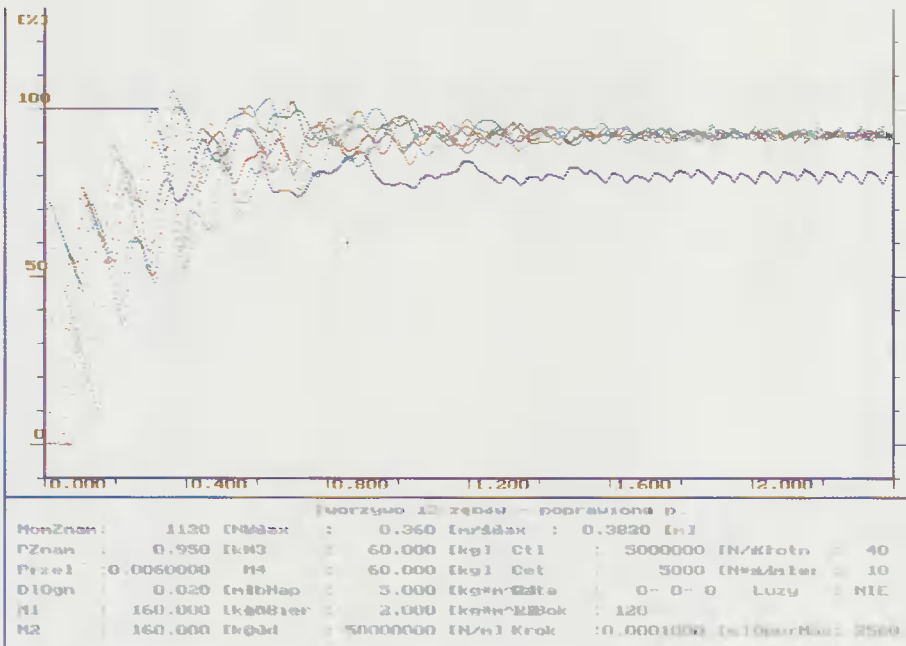
Przykład 39. Prędkość 0,48 m/s, długość 60 m, moc 2,0 kW



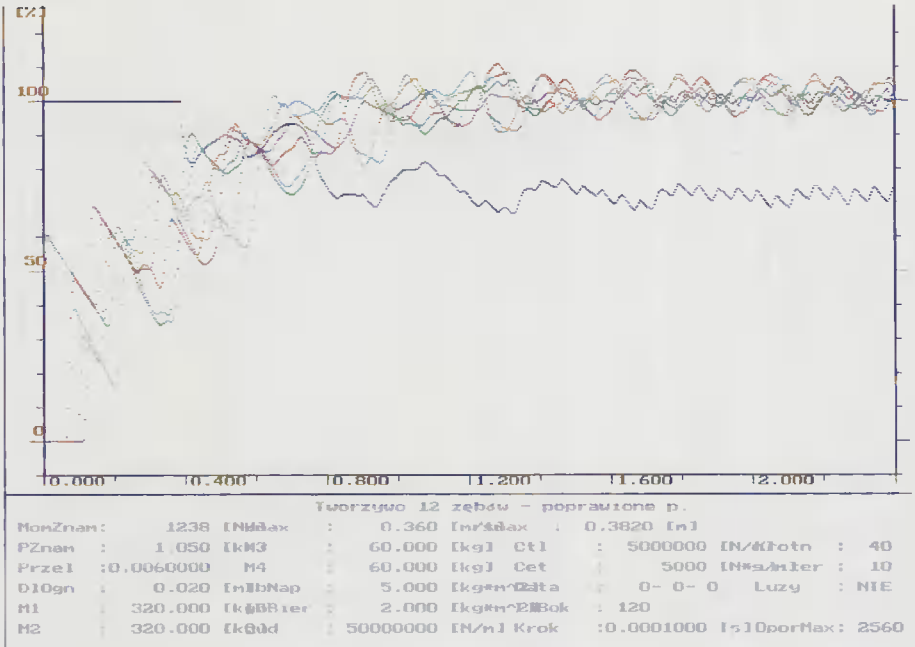
Przykład 40. Prędkość 0,48 m/s, długość 70 m, moc 2,2 kW



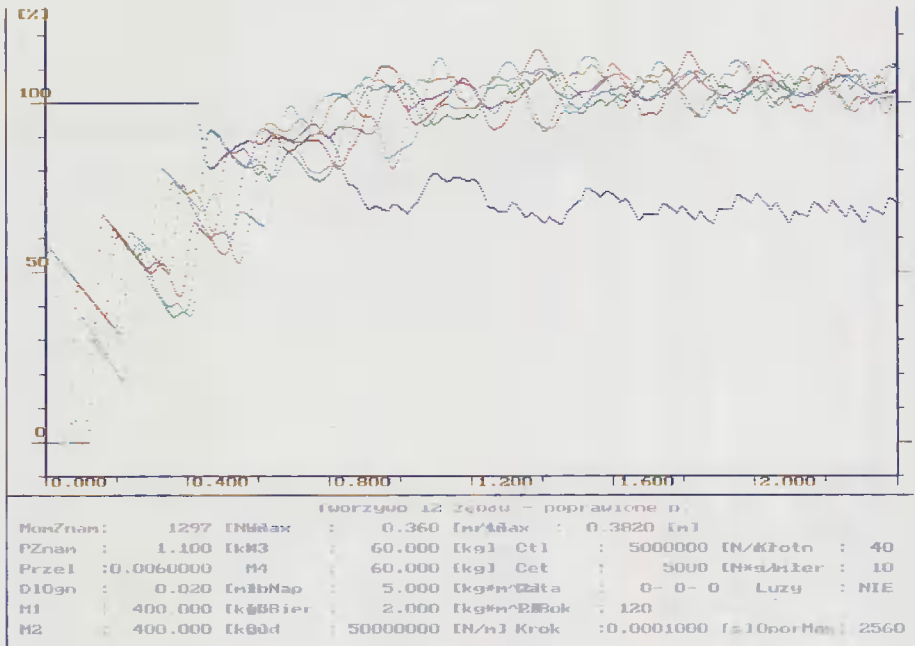
Przykład 41. Prędkość 0,36 m/s, długość 10 m, moc 0,95 kW



Przykład 42. Prędkość 0,36 m/s, długość 15 m, moc 0,95 kW

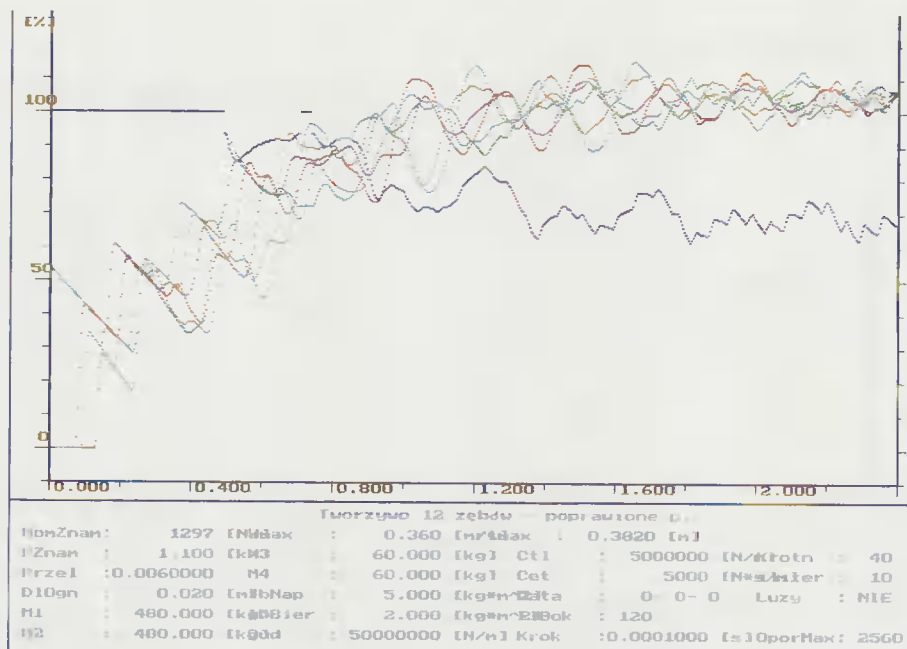


Przykład 43. Prędkość 0,36 m/s, długość 20 m, moc 1,05 kW

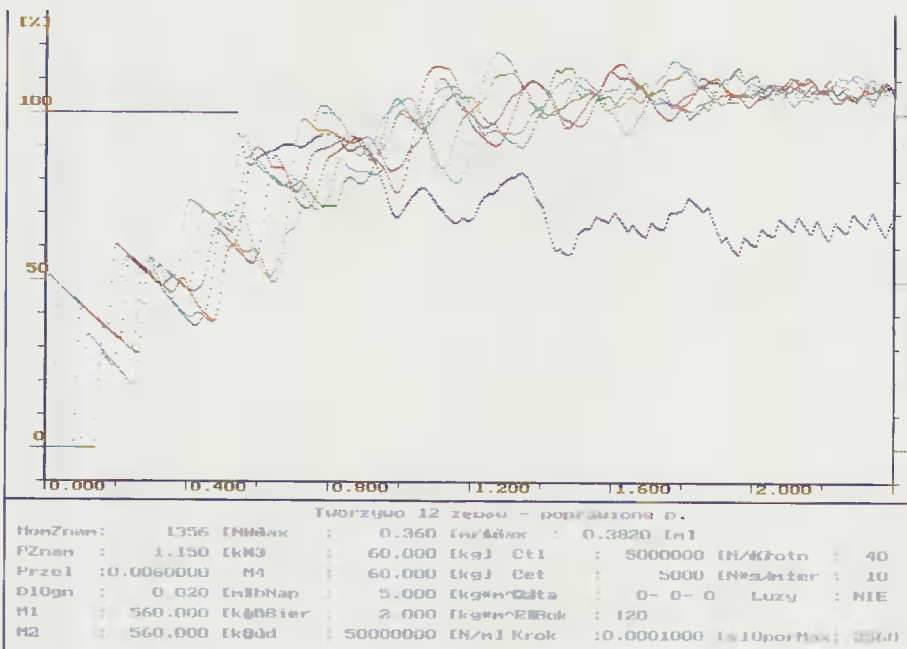


Przykład 44. Prędkość 0,36 m/s, długość 25 m, moc 1,1 kW

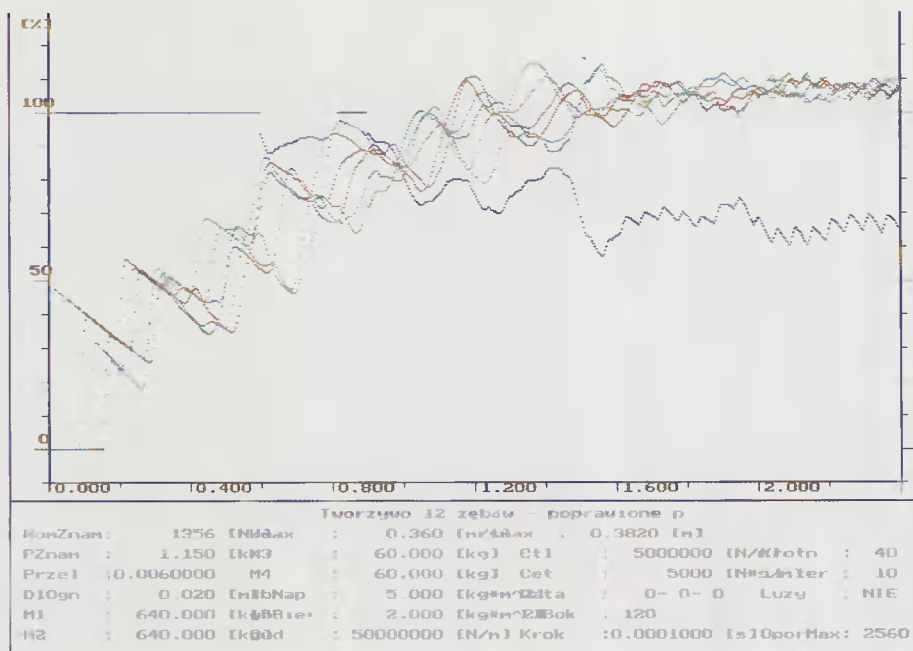




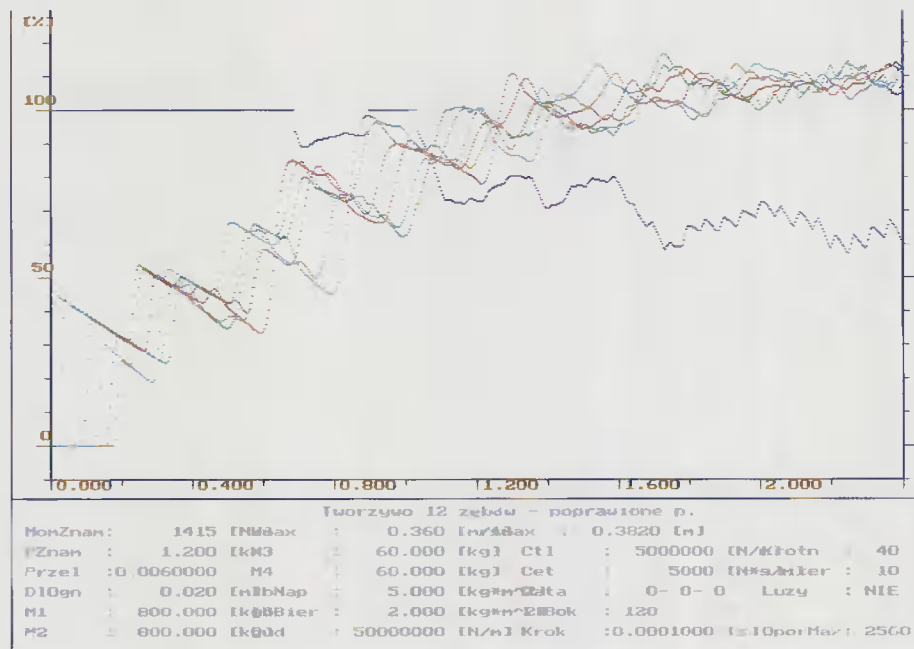
Przykład 45. Prędkość 0,36 m/s, długość 30 m, moc 1,1 kW



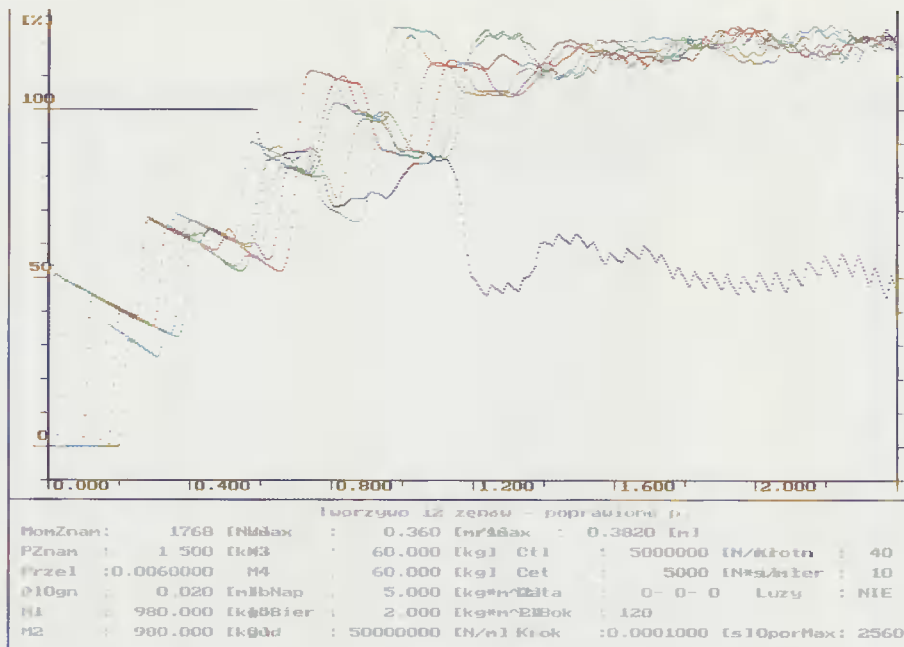
Przykład 46. Prędkość 0,36 m/s, długość 35 m, moc 1,15 kW



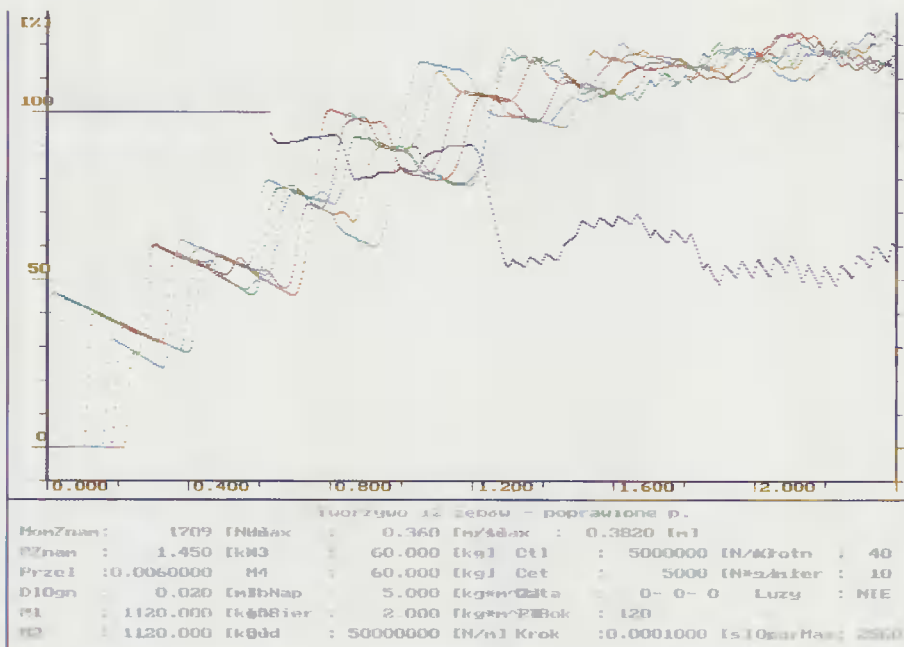
Przykład 47. Prędkość 0,36 m/s, długość 40 m, moc 1,15 kW



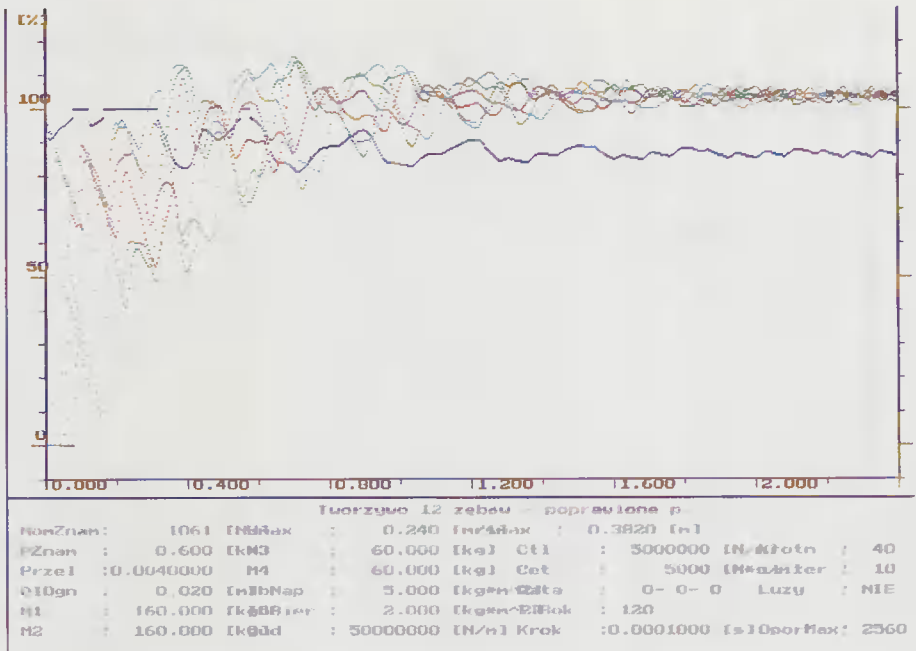
Przykład 48. Prędkość 0,36 m/s, długość 50 m, moc 1,2 kW



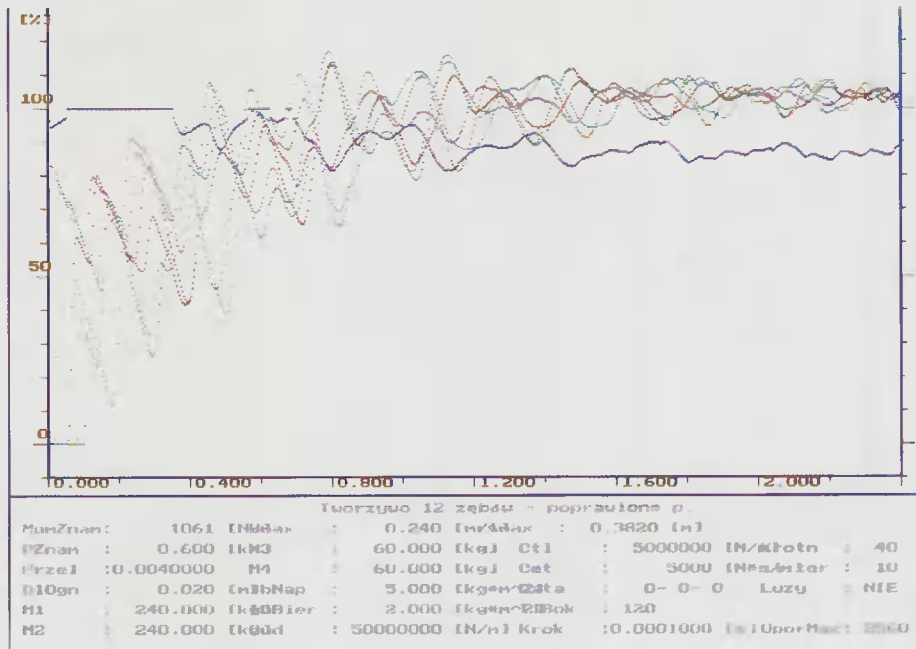
Przykład 49. Prędkość 0,36 m/s, długość 60 m, moc 1,25 kW



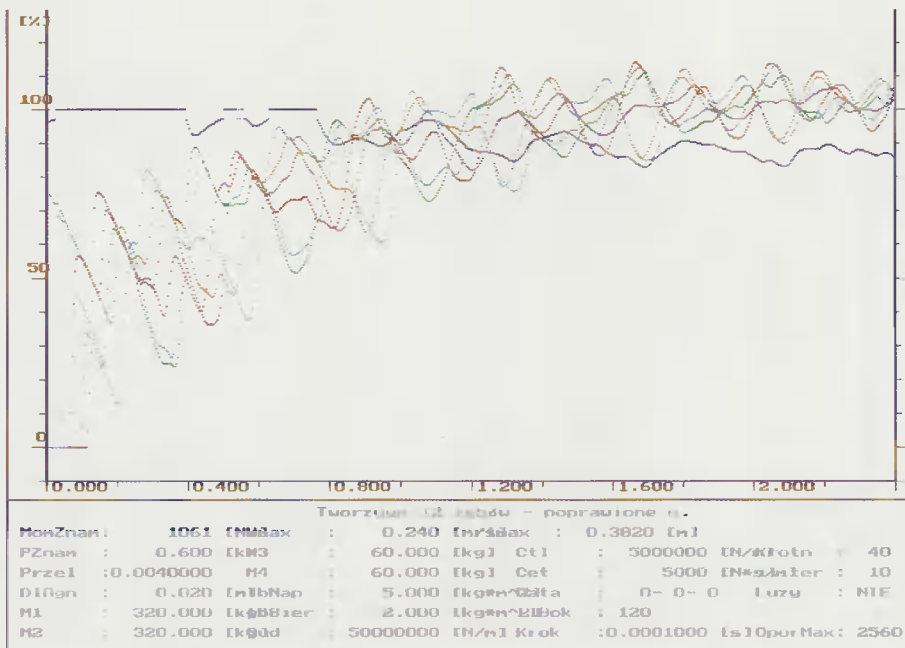
Przykład 50. Prędkość 0,36 m/s, długość 70 m, moc 1,45 kW



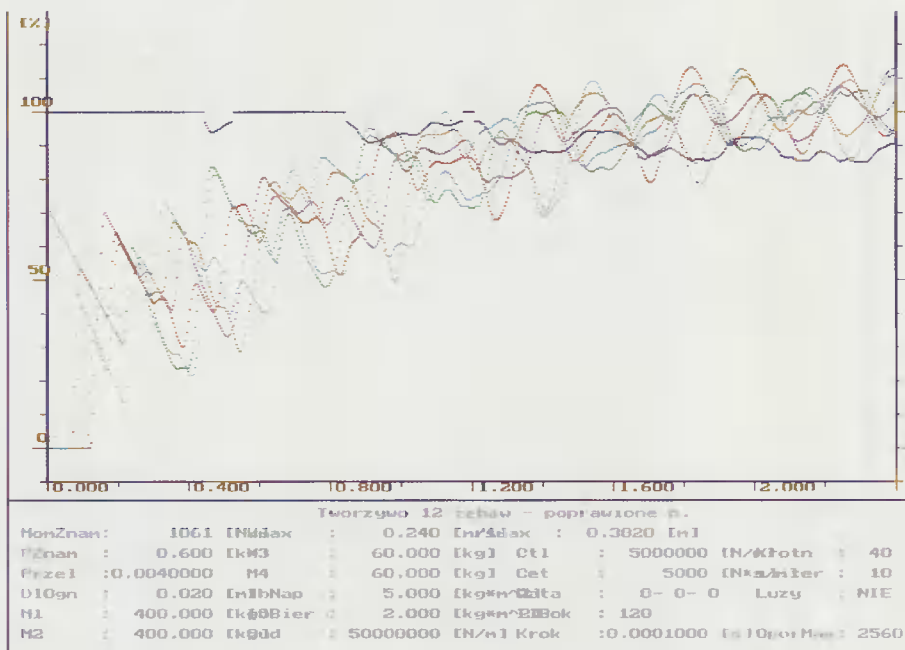
Przykład 51. Prędkość 0,24 m/s, długość 10 m, moc 0,6 kW



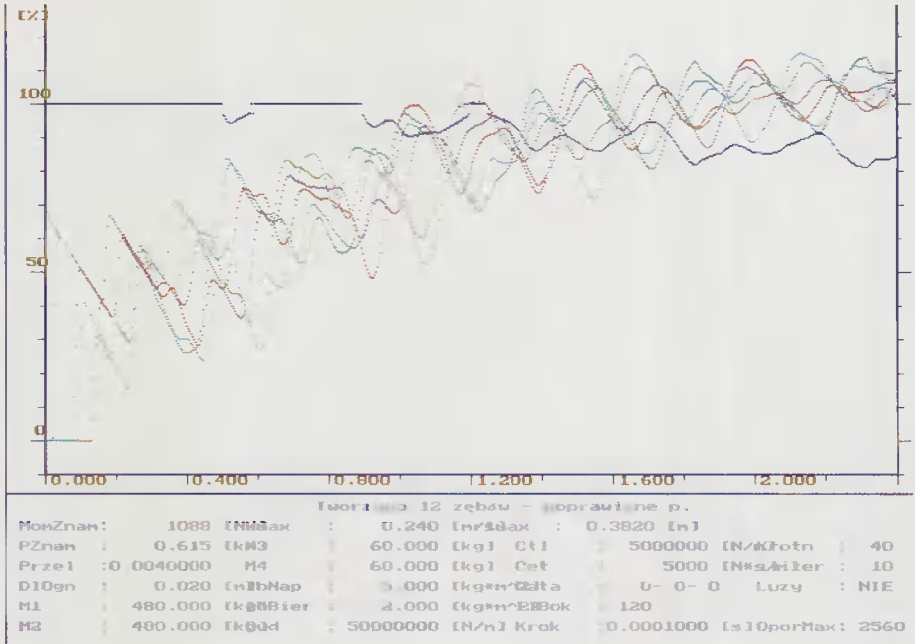
Przykład 52. Prędkość 0,24 m/s, długość 15 m, moc 0,6 kW



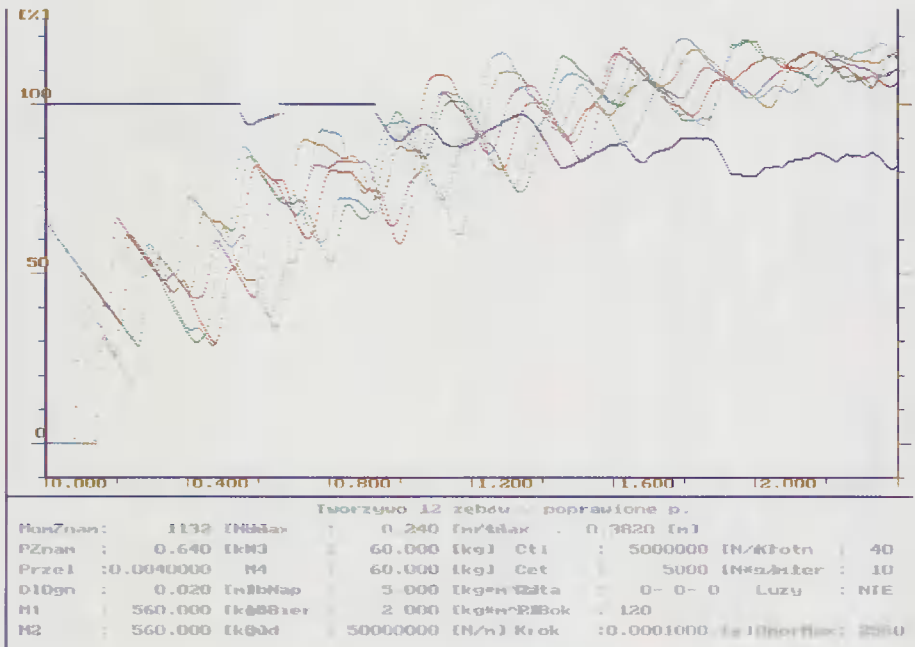
Przykład 53. Prędkość 0,24 m/s, długość 20 m, moc 0,6 kW



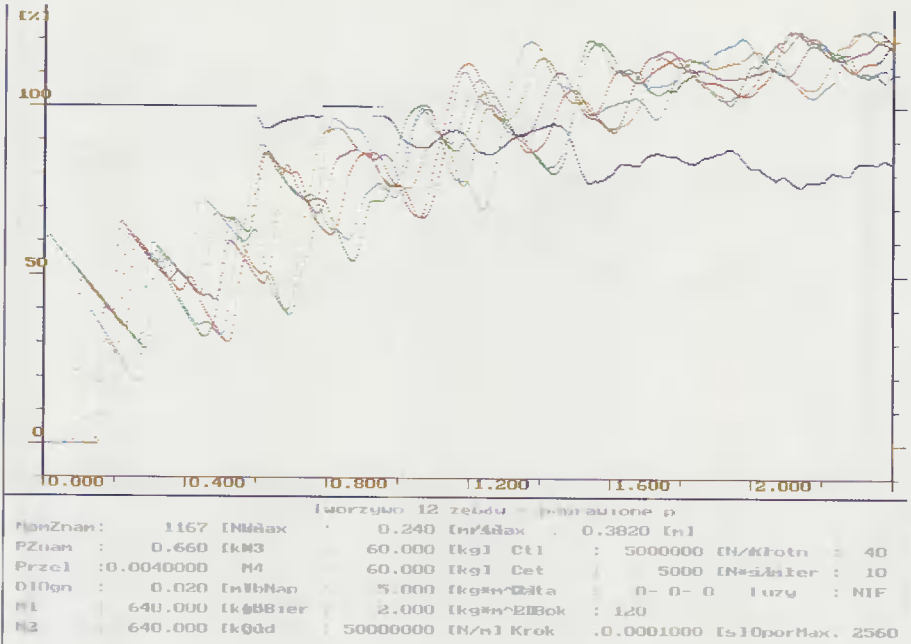
Przykład 54. Prędkość 0,24 m/s, długość 25 m, moc 0,6 kW



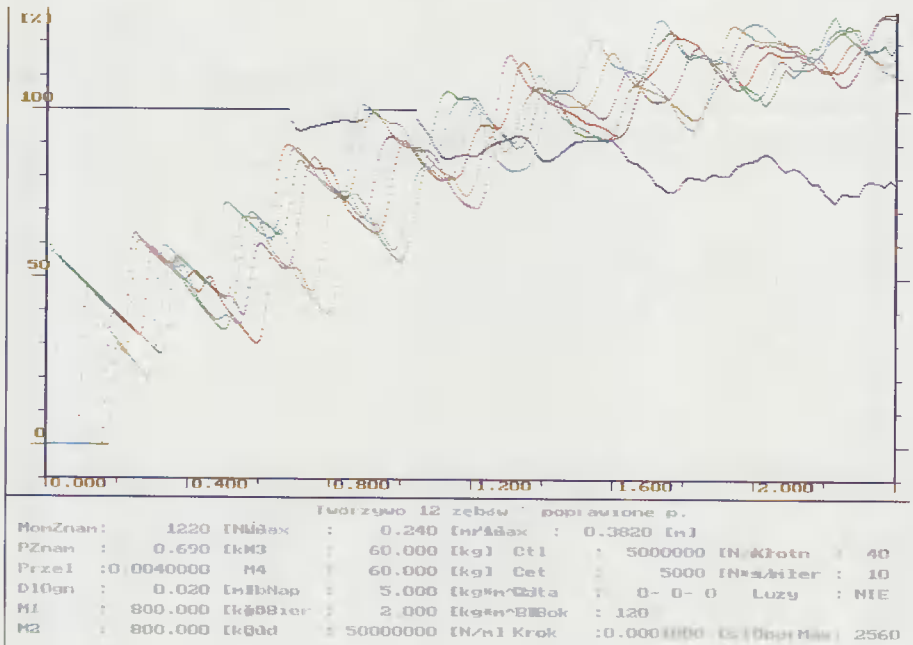
Przykład 55. Prędkość 0,24 m/s, długość 30 m, moc 0,615 kW



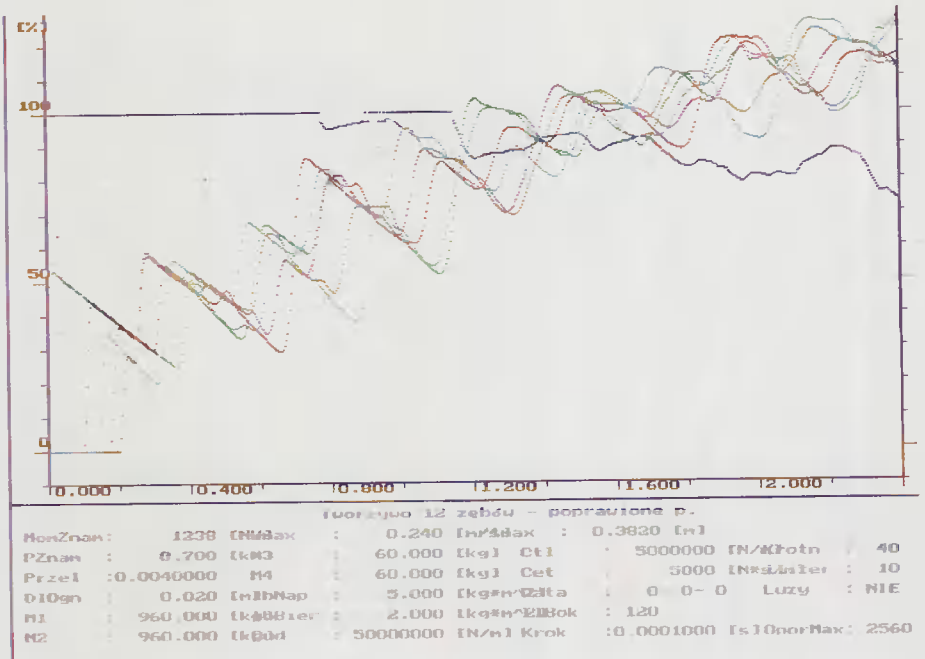
Przykład 56. Prędkość 0,24 m/s, długość 35 m, moc 0,62 kW



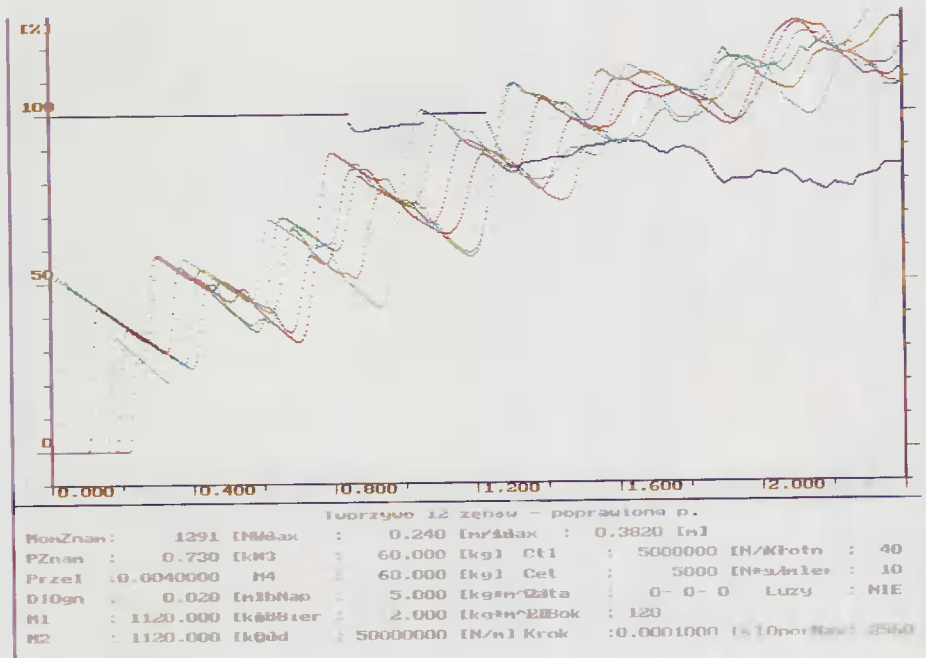
Przykład 57. Prędkość 0,24 m/s, długość 40 m, moc 0,65 kW



Przykład 58. Prędkość 0,24 m/s, długość 50 m, moc 0,69 kW

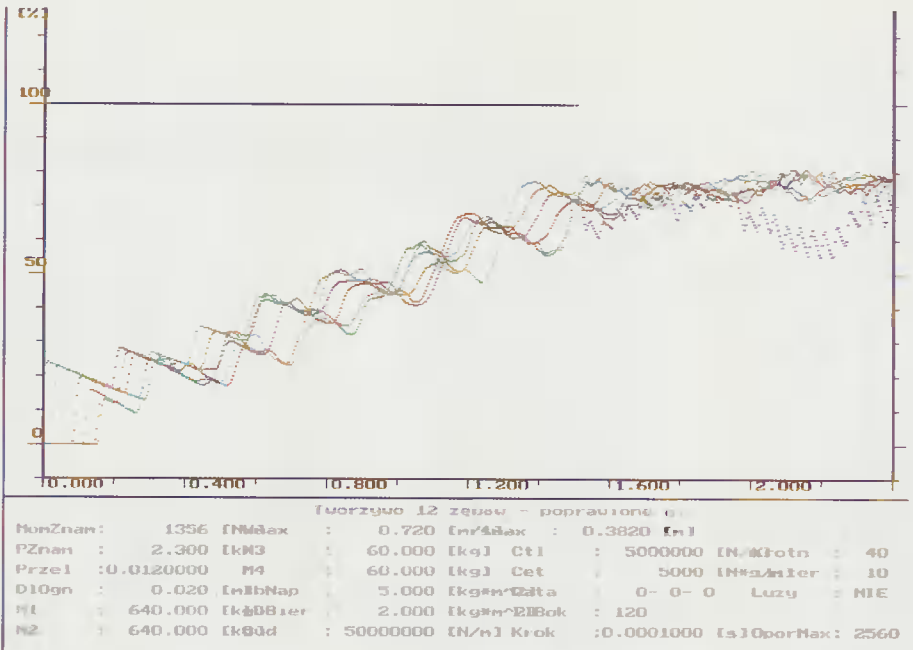


Przykład 59. Prędkość 0,24 m/s, długość 60 m, moc 0,7 kW

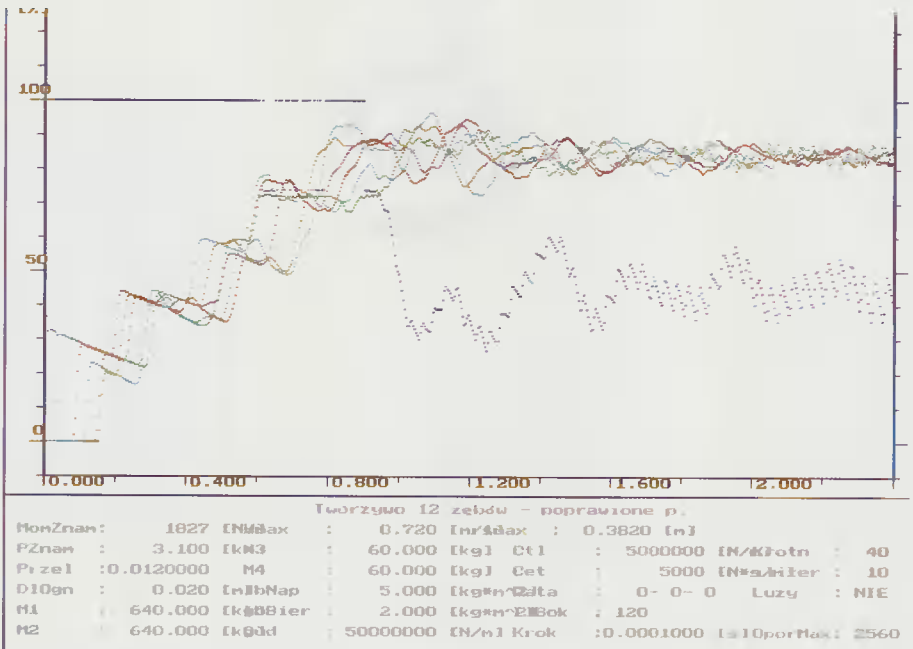


Przykład 60. Prędkość 0,24 m/s, długość 70 m, moc 0,73 kW





Przykład 61. Prędkość 0,72 m/s, długość 40 m, moc 2,3 kW



Przykład 62. Prędkość 0,72 m/s, długość 40 m, moc 3,1 kW





Biblioteka Główna ATR w Bydgoszczy

82464



ISSN 0209-0597

