

problemy agrofizyki

POLSKA AKADEMIA NAUK · ZAKŁAD AGROFIZYKI



Ossolineum zeszyt 43 rok 1984

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
ZAKŁAD AGROFIZYKI W LUBLINIE

PROBLEMY AGROFIZYKI 43

JAN GIEROBA, KAZIMIERZ DRESZER

**PROCES
PRZEMIESZCZANIA ZIARNA
W PRZENOŚNIKACH
ŚRUBOWYCH I ZABIERAKOWYCH**

**WROCŁAW · WARSZAWA · KRAKÓW · GDAŃSK · ŁÓDŹ
ZAKŁAD NARODOWY IMIENIA OSSOLIŃSKICH
WYDAWNICTWO POLSKIEJ AKADEMII NAUK**

1984

Komitet redakcyjny
prof. dr JAN GLIŃSKI (redaktor naczelny)
prof. dr IGNACY DECHNIK, doc. dr BOGUSŁAW SZOT

Redaktor Wydawnictwa Jacek Sikora
Redaktor techniczny Elżbieta Garnarczyk

 **Copyright by Zakład Narodowy im. Ossolińskich — Wydawnictwo. Wrocław 1984**
Printed in Poland

PL ISSN 0137-6586
ISBN 83-04-01844-6

SPIS TREŚCI

Wstęp	7
Cel i zakres pracy	8
Przenośniki śrubowe	8
Podział, zasada działania i zastosowanie	8
Wydajność przenośników śrubowych	10
Proces uszkodzeń ziarna podczas przemieszczania przenośnikami śrubowymi	25
Energochłonność przemieszczania przenośnikami śrubowymi	34
Przenośniki zabierakowe	39
Podział, zasada działania i zastosowanie	39
Wydajność przenośników zabierakowych	41
Proces uszkodzeń ziarna podczas przemieszczania przenośnikami zabierakowymi	45
Energochłonność procesu przemieszczania przenośnikami zabierako- wymi	50
Uszkodzenia nasion w przenośnikach a zdolność ich kiełkowania	54
Ogólna ocena stanu badań przenośników śrubowych i zabierakowych .	55
Wnioski	57
Bibliografia	59

Wykaz użytych symboli

a	-	dłuższa oś elipsoidy [m]
b	-	krótsza oś elipsoidy [m]
D	-	średnica zwoju śrubowego [m]
D'	-	średnica wewnętrzna obudowy [m]
d	-	średnica wału zwoju śrubowego [m]
d _z	-	średnica przemieszczanych ziarn [m]
F	-	siła [N]
F _{min}	-	napięcie wstępne w ciągnie [N]
G	-	ciężar [N]
g	-	przyspieszenie ziemskie = 9,81 [m·s ⁻²]
H	-	wysokość podnoszenia [m]
h	-	wysokość zabieraka [m]
K	-	analizowana figura
k	-	współczynnik uwzględniający kąt pochylenia przenośnika
L	-	luz względny [%]
L'	-	luz pomiędzy zwojem śrubowym a obudową [m]
l	-	droga przemieszczania [m]
M	-	moment obrotowy [N·m]
m	-	punkt materialny
N	-	moc pobierana przez urządzenie [W, kW]
N'	-	jednostkowe zapotrzebowanie mocy [J·kg ⁻¹]
n	-	prędkość obrotowa [obr.·s ⁻¹]
p _i	-	ciśnienie ziarna na elementy robocze [N·m ⁻²]
R	-	promień zwoju śrubowego [m]
r	-	promień wału zwoju śrubowego [m]
r _k	-	graniczny promień samousypywania [m]

S	-	skok zwoju śrubowego $[m]$
s	-	powierzchnia $[m^2]$
s_z	-	powierzchnia zabieraka $[m^2]$
$\dot{s}_c$	-	środek ciężkości
T	-	temperatura $[K]$
t	-	podziałka zabieraków $[m]$
t'	-	podziałka ogniw łańcucha $[m]$
$\dot{V}$	-	wydajność objętościowa $[m^3 \cdot s^{-1}]$
v	-	prędkość przemieszczania $[m \cdot s^{-1}]$
v_n	-	prędkość wzdłuż normalnej $[m \cdot s^{-1}]$
v_z	-	prędkość przesuwu zabieraka $[m \cdot s^{-1}]$
Q	-	wydajność $[kg \cdot s^{-1}]$
q	-	gęstość usypowa ziarna $[kg \cdot m^{-3}]$
ψ	-	współczynnik napełnienia przenośnika
α	-	kąt pochylenia zwoju śrubowego $[^\circ]$
φ	-	kąt tarcia
μ_k	-	tarcie kinetyczne
γ	-	ciężar właściwy masy ziarnistej $[N \cdot m^{-3}]$
ω_{12}	-	względna prędkość kątowna ziarna względem obudowy $[rad \cdot s^{-1}]$
ω_{23}	-	względna prędkość kątowna ziarna względem zwoju śrubowego $[rad \cdot s^{-1}]$
ω_{31}	-	względna prędkość kątowna zwoju śrubowego względem obudowy $[rad \cdot s^{-1}]$
ω_{kr}	-	prędkość krytyczna $[rad \cdot s^{-1}]$
η	-	współczynnik lepkości dynamicznej $[N \cdot s \cdot m^{-2}]$
η_s	-	współczynnik sprawności
λ	-	współczynnik lepkości kinetycznej $[m \cdot s^{-1}]$
ξ	-	promień zaokrąglenia krawędzi zwoju śrubowego $[m]$
ε'	-	kąt pochylenia zabieraka $[^\circ]$
x, y, z	-	osie układu odniesienia $[^\circ]$
ξ	-	współczynnik zapasu mocy
β	-	kąt pochylenia $[^\circ]$
ϱ	-	gęstość $[kg \cdot m^{-3}]$

WSTĘP

Prosta konstrukcja i niezawodność przenośników śrubowych i zabierakowych wpłynęły na to, że znalazły one powszechne zastosowanie w różnych maszynach i urządzeniach rolniczych. Między innymi wymienione przenośniki stosowane są szeroko w kombajnach zbożowych, które są obecnie podstawową maszyną do zbioru zbóż i niektórych roślin nie-zbożowych. W obecnych konstrukcjach układy przenośników śrubowych i zabierakowych stanowią jeden z ważniejszych zespołów służących do wewnętrznego przemieszczania ziarna w kombajnie i mają duży wpływ na ich wydajność. Jednak, pomimo szerokiego stosowania takiego transportu w kombajnach zbożowych, spotyka się niezbyt liczne publikacje, omawiające wpływ ważniejszych parametrów eksploatacyjnych przenośników na ich wydajność, energochłonność i ilości mechanicznych uszkodzeń ziarna, które mają wpływ na jego biologiczną wartość.

Niniejsze opracowanie stanowi próbę syntetycznego ujęcia wszechstronnych badań, dotyczących procesu przemieszczania ziarna wymienionymi przenośnikami, z uwzględnieniem zarówno rozwiązań teoretycznych, jak i badań eksperymentalnych. Autorzy opracowania omawiają również wyniki własnych kilkuletnich badań przenośników, realizowanych wspólnie z Fabryką Maszyn Żniwnych w Płocku, porównując je z wynikami osiągniętymi przez innych autorów. Istnieje bowiem pilna potrzeba kompleksowego przedstawienia badań, które różni autorzy podają jedynie wy-cinkowo. Celowe również wydaje się omówienie możliwości wykorzystania szybkiej kamery filmowej, która pozwala na precyzyjną obserwację procesu przemieszczania ziarna i dokładniejszą niż dotychczas jego analizę. Niniejsze opracowanie powinno – w jakiejś mierze – wypełnić istniejącą lukę w bibliografii.

CEL I ZAKRES PRACY

Celem opracowania jest omówienie stanu badań przenośników śrubowych i zabierakowych stosowanych do przemieszczania ziarna w kombajnach zbożowych i innych maszynach i urządzeniach rolnych. Omawiając własne badania, prowadzone przez kilka lat w Instytucie Mechanizacji Rolnictwa Akademii Rolniczej w Lublinie, autorzy przyrównują ich wyniki i zakres do prezentowanych w literaturze przedmiotu (również obcojęzycznej). Szczególną uwagę zwrócono na wydajność i energochłonność przenośników ziarna oraz na proces powstawania mechanicznych uszkodzeń nasion w czasie przemieszczania. Określono też optymalne parametry pracy analizowanych układów.

PRZENOŚNIKI ŚRUBOWE

Podział, zasada działania i zastosowanie

Przenośniki śrubowe, zwane często ślimakowymi, według Polskiej Normy (PN-67/M-46671) dzielą się na:

- poziome, z obracającym się zwojem śrubowym (wałem);
- poziome, z obracającą się obudową (rurą);
- pionowe, z obracającym się zwojem śrubowym (wałem).

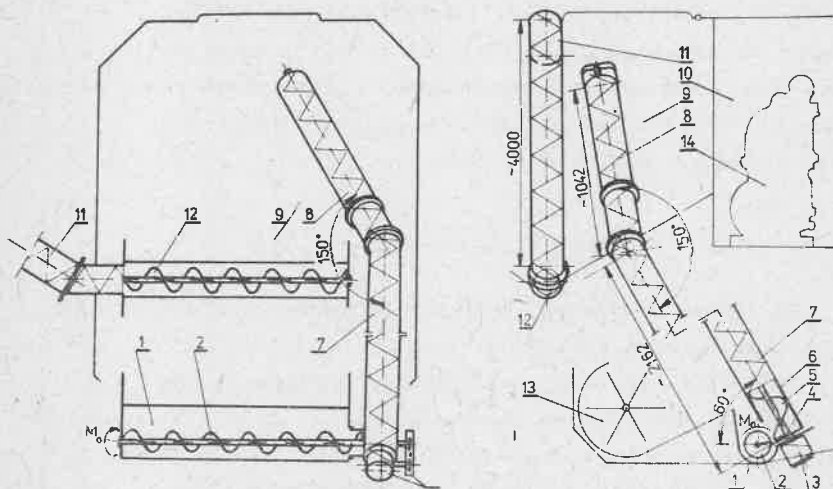
W praktyce najczęściej stosowane są przenośniki poziome, z obracającym się zwojem śrubowym. Wszystkie one pracują przy nachyleniu (względem poziomu) nie przekraczającym 20° . W zależności od określonych warunków i wymagań konstrukcyjnych mogą być w nich stosowane lewo- lub prawoskrętne zwoje śrubowe.

Głównymi elementami przenośników tego typu są wały, na które nawinięto zwoje śrubowe wykonane z blaszanych pierścieni o stosownie dobranych średnicach zewnętrznych i wewnętrznych. Wewnętrzne krawędzie pierścieni są przyspawane do wału (rury), boczne zaś - do odpowiednich krawędzi kolejnego pierścienia, tworząc ciągłą powierzchnię śrubową o żądanej długości. Zwoje śrubowe pracują w cylindrycznych, szczelnych płaszczach (obudowach) lub w rynnach (korytach).

W zależności od rodzaju przemieszczanego materiału wyróżnia się przenośniki:

- ze zwojem śrubowym pełnym, przeznaczone do suchych materiałów sypkich, miążkich i drobnoziarnistych (np. ziarna);
- ze zwojem śrubowym wstęgowym, używane do materiałów wilgotnych, lepkich, średnioziarnistych;
- ze zwojem śrubowym łopatkowym, dostosowane do materiałów ciastowatych, sprasowujących się, poddawanych w czasie przemieszczania zmieszaniu np. w maszynach pomocnych w produkcji zwierzęcej (przygotowanie karmy itp.).

Względy technologiczne oraz zwartość konstrukcji maszyn i urządzeń rolniczych wymagają często zmiany kierunku przemieszczania. Uzyskuje się to przez stosowanie wielocłonowych układów, złożonych z segmentów śrubowych montowanych pod kątem $90-180^{\circ}$.



Rys. 1. Schemat układu wewnętrznego przemieszczania ziarna kombajnu zbożowego Z 060 Bizon Gigant

1 - kosz zsypany, 2 - podajnik poziomy, 3 - przystawka kątowna, 4 - wal przenośnika pochylego, 5 - zwój śrubowy przenośnika pochylego, 6 - obudowa, 7 - pierwszy człon przenośnika pochylego, 8 - drugi człon przenośnika pochylego, 9 - zbiornik ziarna, 10 - komora silnika, 11 - przenośnik wyładowujący, 12 - zwój śrubowy wygarniający, 13 - wentylator, 14 - silnik

Typowym wieloczołowym przenośnikiem śrubowym jest układ wewnętrzznego przemieszczania ziarna kombajnu zbożowego Bizon Gigant Z 060 (rys. 1). W maszynie tej segmenty przenośników śrubowych współpracują ze sobą w ten sposób, że poziomy przenośnik, pracujący w rynnie, zasila masą ziarnistą przenośnik główny ustawiony względem zwoju podającego pod kątem 90° , a względem poziomu 60° . Przenośnik główny zbudowany jest z dwóch członów usytuowanych względem siebie pod kątem 150° (rys. 1).

Przenośniki śrubowe pionowe są zbudowane identycznie jak poziome. Transportują materiały dzięki oddziaływaniu szeregu sił, pochodzących od wirujących elementów roboczych, masy ziarna itp. Siły odśrodkowe powodują przyleganie warstwy przemieszczanego ziarna do obudowy; siła tarcia (o ścianę obudowy) i ciężar własny przemieszczanego ziarna sprawiają, że odrywa się ono od powierzchni śrubowej – obracając się z mniejszą od niej prędkością – i następnie jest wprowadzone w ruch wzdłuż osi wału zwoju, po torze śrubowym – ze znacznie mniejszą od teoretycznej (dla skrajnego punktu zwoju) prędkością unoszenia. Należy nadmienić, że charakterystyczną cechą pracy śrubowego układu przemieszczania jest stabilna praca [16].

Wydajność przenośników śrubowych

Do określania wydajności przenośników śrubowych stosowano szereg odmiennych metod badawczych [1, 3, 4, 7, 11, 17, 20, 26, 30, 50, 72, 75, 76, 78, 92]. Niezależnie od możliwości technicznych badających i właściwości analizowanych materiałów (ziarno, słoma, masy ciastowate itp.) podstawowym zamierzeniem było znalezienie związków między wydajnością przenośników a możliwie największą liczbą czynników mających na nią wpływ. Powstało zatem szereg odmiennych metod badań – od prostych aż do takich, w których stosowane są maszyny analogowe. Stan ten ma swoje wady, gdyż różnorodność aparatur i metod badawczych utrudnia w dużym stopniu porównywanie uzyskiwanych wyników.

Jak wynika z literatury, na obecnym etapie prowadzone są prace mające na celu doskonalenie metod pomiaru wydajności. Obejmują one:

- analizę stanu naprężeń w elementach roboczych przenośników (z wykorzystaniem maszyn analogowych);
- zastosowanie wag przepływowych;
- określanie wydajności w jednostce czasu metodami tradycyjnymi.

Badania przeprowadzone przez Personsą, Schweisowa i Burkhardta [72] polegały na znalezieniu matematycznego związku między stanem naprężeń w zwoju śrubowym, obudowie i przemieszczanej masie a wydajnością poziomego przenośnika śrubowego. Do analizy uzyskanych wyników pomiarów zastosowano maszynę analogową. Otrzymane rezultaty charakteryzowały się 30% błędem względnym. Jeżeli uwzględni się kosztowną aparaturę badawczą to można stwierdzić, że metoda jest mało przydatna.

Większe nadzieje wiąże się z pomiarem wydajności z zastosowaniem wag przepływowych. Metoda ta polega na określaniu strumienia masy (w $[kg \cdot s^{-1}]$) przez specjalny układ całkujący. Mankamentem tego sposobu jest niewielka możliwość porównywania wyników (związana z błędem pomiaru) oraz konieczność stosowania odpowiednio dobranych układów całkujących, stosownie do zakresu pomiaru (wielkości strumienia).

Na obecnym etapie najbardziej przydatny do oceny wydajności wydaje się pomiar "statyczny", polegający na określaniu masy ziarna przechodzącego przez przenośnik w jednostce czasu. Stosowanie odpowiedniej klasy aparatury i przyrządów pomiarowych gwarantuje uzyskanie wystarczająco dokładnych wyników, które - w celu określenia wielkości zniekształcenia - trzeba jednak opracować matematycznie.

Przybliżoną wydajność przenośników śrubowych dość powszechnie określa się przy użyciu półempirycznego wzoru:

$$Q = S \cdot n \cdot s \cdot q \cdot \psi \cdot k, \quad (1)$$

gdzie:

Q - wydajność $[kg \cdot s^{-1}]$,

S - skok zwoju śrubowego $[m]$,

s - powierzchnia $= \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} [m^2]$,

D - średnica zwoju śrubowego $[m]$,

d - średnica wału zwoju śrubowego $[m]$,

k - współczynnik uwzględniający kąt pochylenia przenośnika,

- n - prędkość obrotowa $[\text{obr.} \cdot \text{s}^{-1}]$,
 q - gęstość usypowa ziarna $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$,
 ψ - współczynnik napełniania przenośnika.

Dokładne wyznaczenie matematycznych zależności między czynnikami wymienionymi we wzorze (1) a wydajnością przenośnika wymaga szczególnej analizy teoretycznej i badań eksperymentalnych. Takowe były czynione, podobnie jak określenie parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych przenośnika śrubowego, między innymi przez Borisowa [8], Brusewitsza i Perssona [11], Fafarę [21, 22], Ignatowa [46], Janczina [47], Kanafojskiego [48, 49], Klimowskiego [50], Omielniczenkę (cyt. za [59]), Rademachera [75, 76], Rømera i Urbana [78], Smereczyńskiego [83, 84], Teddera [92] i innych [1, 14, 25, 41, 42, 56]. Wymienione publikacje obejmują rozważania i eksperymenty związane z pracą pionowych i poziomych przenośników śrubowych przeznaczonych do przemieszczania mas ziarnistych i słomistych. Spośród rozważań teoretycznych, dotyczących analitycznego wyznaczenia wydajności przenośnika śrubowego, na szczególną uwagę zasługują prace Borisowa [7], Fafary [22], Kanafojskiego [48, 49], Persons, Schwiesowa i Burkhardta [72] oraz Smereczyńskiego [83, 84] i Teddera [92].

Smereczyński [83, 84] analizując pracę Anekina, dotyczącą pionowego przenośnika śrubowego, stwierdził, że pomimo przyjętego tam słusznego kierunku rozumowania jest ona obarczona szeregiem błędów. Podstawowym mankamentem rozumowania Anekina było założenie, że objętość bryły obrotowej jest równa iloczynowi powierzchni podstawy $\left(\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}\right)$ i średniej prędkości $\left(y_{\text{sr}} = \frac{4_1 \int_0^{4_2} y d\Delta}{\Delta_2 - \Delta_1}\right)$ (rys. 2a). Takie założenie jest sprzeczne z twierdzeniem Pappusa i Guldina (cyt. za [94]), według których objętość bryły obrotowej utworzonej przez obrót figury płaskiej dookoła osi leżącej na niej (lecz nie przecinającej figury), jest równa iloczynowi pola figury "K" i długości okręgu opisanego przez jej środek ciężkości (rys. 2b).

Poprawną analizę pracy i określenie teoretycznej wydajności przenośnika śrubowego przedstawili Kanafojski i Smereczyński przyjmując następujący tok rozumowania. Pomijając wstępne tarcie, element masy "m" (rys. 3a) powinien poruszać się z prędkością v_n . Wektor prędkości v_n

$d\dot{V} = v \cdot ds$, przy czym $ds = r \cdot d\theta \cdot dr$. Ponieważ (rys. 3c) $\sin \alpha = \frac{C}{\sqrt{C^2 + r^2}}$, a $\cos \alpha = \frac{r}{\sqrt{C^2 + r^2}}$, to:

$$\begin{aligned} d\dot{V} &= S \cdot n \cdot (\cos^2 \alpha - \mu \sin \alpha \cos \alpha) \cdot r \cdot d\theta \cdot dr = \\ &= S \cdot n \cdot \frac{r^3 - \mu \cdot C \cdot r^2}{C^2 + r^2} \cdot dr \cdot d\theta. \end{aligned} \quad (4)$$

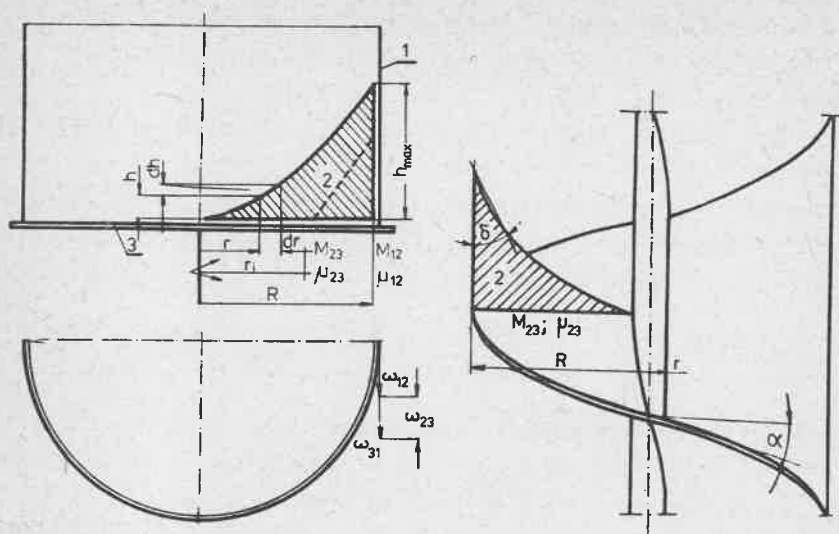
Dokonanie niezbędnych przekształceń wyrażenia (4) i uwzględnienie gęstości q materiału pozwala na uzyskanie ostatecznego wzoru określającego wydajność przenośnika:

$$\begin{aligned} Q &= \pi \cdot S \cdot n \cdot q \left\{ R^2 - r^2 - C^2 \cdot \ln \frac{C^2 + R^2}{C^2 + r^2} + \right. \\ &\quad \left. - 2\mu \cdot C \cdot \left[R - r - C \cdot \arctg \frac{C(R - r)}{C^2 - Rr} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (5)$$

Analiza zależności (5) nasuwa wniosek, że wydajność przenośnika śrubowego uzależniona jest od tarcia (μ) i jest tym większa, im mniejszy jest współczynnik tarcia kinetycznego (μ_k) ziarna o powierzchnię zwoju śrubowego.

Pełnego wyjaśnienia wymaga funkcja tarcia, jaką spełnia ona w procesie przemieszczania. Kanafojski stwierdził, że wydajność przenośnika jest tym większa im mniejszy jest współczynnik tarcia kinetycznego (μ_k) między zwojem śrubowym a przemieszczanym materiałem. Wydaje się jednak, że tarcie między zwojem śrubowym a materiałem, jak i między ziarnem (wewnętrzne) jest zjawiskiem niekorzystnym, natomiast jest ono konieczne między przemieszczanym materiałem a obudową. Do wniosku takiego doszedł Tedder oraz niektórzy inni autorzy [38, 76/].

Tedder, przyjmując rozkład masy ziarnistej jak na rysunku 4, uzależnił wydajność pionowego przenośnika śrubowego od prędkości kątowej masy ziarnistej względem obudowy i zwoju śrubowego oraz od tarcia adhezyjnego między masą ziarnistą, zwojem śrubowym oraz obudową.



Rys. 4. Model pionowego przenośnika śrubowego
1 - obudowa, 2 - masa ziarnista, 3 - zwój śrubowy

Wartości wymienionych czynników określają wg Teddera wzory:

$$\omega_{31} = \omega_{12} + \omega_{23}, \quad (6)$$

$$dM_i = \mu_i \cdot p_i \cdot \dot{r}_i \cdot ds, \quad (7)$$

$$\sum N_i = \sum M_i \cdot \omega_i = 0, \quad (8)$$

$$N = \dot{V} \cdot \gamma \cdot S = G \cdot S \omega_{31}, \quad (9)$$

gdzie:

dM_i - moment elementarny [Nm],

$ds = \cos \alpha \cdot h \cdot dr$,

p_i - ciśnienie ziarna na elementy robocze (zwój śrubowy i obudowę)
[N · m⁻²],

G - ciężar [N],

M_i - moment siły tarcia [Nm],

N_i - moce od momentów M_i [W],

- ciężar właściwy masy ziarnistej N · m⁻³,

ω_{12} - względna prędkość kątowna ziarna względem obudowy $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$,

ω_{23} - względna prędkość kątowna ziarna względem zwoju śrubowego $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$,

ω_{31} - względna prędkość kątowna zwoju śrubowego względem obudowy $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$.

Dokonując niezbędnych przekształceń matematycznych oraz podstawiając konkretne wartości Tedder wyznaczył wzór na wydajność objętościową pionowego przenośnika śrubowego (w $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$):

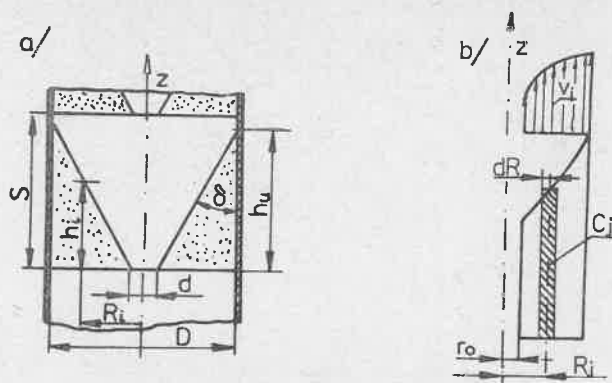
$$\dot{V} = 1/8 \cdot \frac{R^4}{g} \cdot \omega_{23} \cdot \omega_{12}^2 \cdot \cos \alpha. \quad (10)$$

Wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych przez autora [92] wskazały, że przedstawione wyżej rozważania teoretyczne są słuszne jedynie w pewnym dość niewielkim przedziale prędkości kątowych $\omega_{13} < 20 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$. Przy wyższych wartościach ω_{13} wynik obarczony jest znacznym błędem, wynikającym z charakteru ruchu masy ziarnistej w przenośniku. Potwierdziły to badania autorów niniejszej pracy wykonane z wykorzystaniem techniki szybkich zdjęć [16, 17, 39].

Odmienne podejście do analizy pracy pionowego przenośnika śrubowego przedstawił Borisow [8], wykorzystując przy tym szereg założeń i warunków podanych przez Fąfarę [22] i Kanafojskiego [48, 49]. Jego zamierzeniem było określenie wydajności przenośnika śrubowego przy uwzględnieniu: przybliżonego do rzeczywistego stopnia napęnienia ψ , wpływu kąta naturalnego usypu przemieszczanego ziarna δ na wydajność. Nie ujmowały jednak tarcia między przemieszczanym ziarnem a elementami roboczymi przenośnika, na co zwracali uwagę Fąfara, Kanafojski, Smereczyński, Tedder, a także inni autorzy [11, 14, 27, 34, 40, 75, 89, 93]. Analizę pracy omawianego przenośnika (wg Borisowa) przedstawia rysunek 5. Wszelkie geometryczne i matematyczne zależności Borisow uzależnił od kąta δ . W konsekwencji otrzymał wzór określający wydajność pionowego przenośnika śrubowego:

$$Q = n \cdot q \cdot s \cdot h \cdot \cos^2 (\alpha + \delta), \quad (11)$$

gdzie: $s = (R - r) \sqrt{\pi^2 D^2 + S^2}$. Takie właśnie rozwiązanie cechuje się



Rys. 5. Analityczny model pionowego przenośnika śrubowego (wg Borisowa)
 a - teoretyczny rozkład materiału; b - schemat rozwinięcia zwoju śrubowego i rozkładu prędkości przemieszczania ziarna

wieloma słusznymi założeniami, lecz posiada również szereg niejasności co do rachunkowej strony wyprowadzeń oraz pomija bardzo istotny czynnik, jakim jest tarcie między przemieszczanym surowcem a powierzchniami roboczymi przenośnika.

Oryginalne rozważania i analizę pracy poziomego przenośnika śrubowego przeprowadzili Persons, Schwiesow i Burkhardt [72]. Autorzy ci założyli, że masa ziarnista zachowuje się jak ciecz, której przepływ (przemieszczanie, przesuw) jest wynikiem oddziaływania siły pochodzącej od ciśnienia, masy i bezwładności ziarna. Wchodzi tu w grę także wpływ lepkości dynamicznej. Siła z niej wynikająca, zgodnie z równaniem Naviera-Stokesa, wynosi:

$$F = 3 \pi \cdot \eta \cdot dz \cdot v, \quad (12)$$

gdzie:

- dz - średnica przemieszczanych ziarn $[m]$,
- η - współczynnik lepkości dynamicznej $[N \cdot s \cdot m^{-2}]$,
- F - siła $[N]$.

Zastosowanie maszyny matematycznej umożliwiło rozwiązanie szeregu skomplikowanych równań ruchu oraz określenie wzoru na wydajność poziomego przenośnika śrubowego:

$$\begin{aligned}
Q = & \pi \cdot p \cdot (R^4 - r^4) \cdot 8 \cdot \eta \cdot l - \frac{\pi p \cdot (R^2 - r^2) \cdot R^2 \cdot l \cdot \lambda \cdot R - r^2 \cdot l \cdot \lambda \cdot r}{4 \eta \cdot l \cdot (l \cdot \lambda \cdot r - l \cdot \lambda \cdot R)} + \\
& + \frac{\pi \cdot p \cdot (R^2 - r^2)^2}{8 \eta \cdot l \cdot (l \cdot \lambda \cdot r - l \cdot \lambda \cdot R)} - \frac{\pi p \cdot (R^2 - r^2) \cdot (r^2 \cdot l \cdot \lambda \cdot R - R^2 \cdot l \cdot \lambda \cdot r)}{4 \eta \cdot l \cdot (l \cdot \lambda \cdot r - l \cdot \lambda \cdot R)} + \\
& + \frac{\omega_{31} \cdot p \cdot (r_k^2 - r^2)}{4}, \quad (13)
\end{aligned}$$

gdzie:

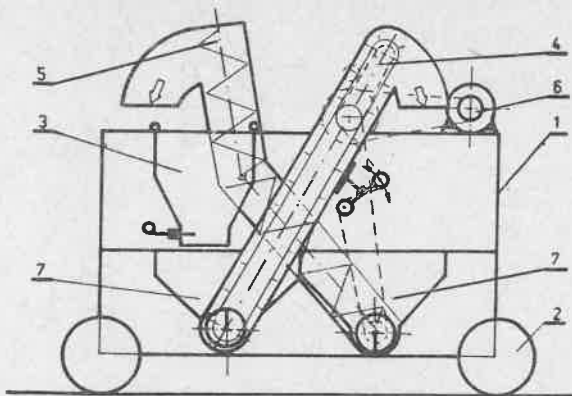
λ - współczynnik lepkości kinetycznej $[m \cdot s^{-1}]$,

r_k - graniczny promień samoosypywania $[m]$,

l - długość przenośnika (drogi przemieszczania) $[m]$.

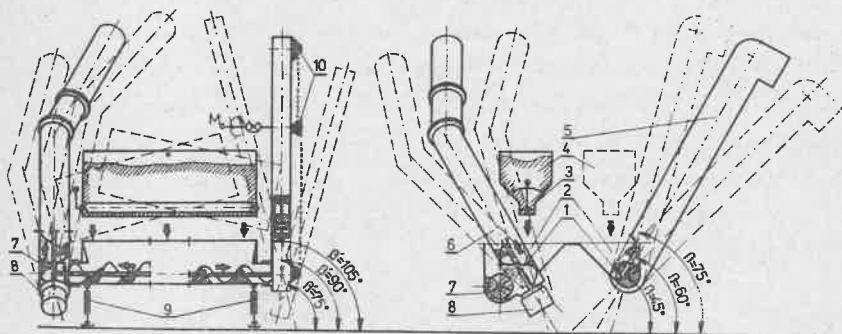
Jakkolwiek rozważania teoretyczne na temat wydajności przenośników śrubowych są celowe, to właściwy obraz pracy tych urządzeń można otrzymać dopiero po gruntownych badaniach eksperymentalnych na stanowisku badawczym. Wiadomo bowiem, że o wydajności tych transporterów, oprócz uwzględnionych we wzorach (1-13) wielkości geometrycznych i kinetycznych, decydują również: kąty pochylenia przenośnika, stosunek S/D , luz między obudową a zwojem śrubowym oraz właściwości mechaniczne przemieszczanego ziarna. Ujęcie w formy analityczne wszystkich rozważanych czynników jest trudne, a nawet wręcz niemożliwe. Próby takich dokonywano [72, 76], a jako wynik otrzymywano mało przydatny, złożony wzór, obarczający końcowy rezultat znacznym błędem. Konieczne staje się więc zbadanie i określenie, w jakim związku względem siebie pozostają uzyskane wyniki badań i wielkości otrzymane z obliczeń teoretycznych.

Gieroba i Dreszer [16, 17, 30, 31, 33, 34, 38] na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku badawczym (rys. 6) przeprowadzili szereg badań eksperymentalnych, których celem było określenie wpływu prędkości obrotowej i kątów pochylenia zwoju śrubowego oraz gatunku przemieszczanego ziarna na wydajność przenośnika. Możliwości i zakresy zmiany warunków badań na stanowisku badawczym scharakteryzowano na rysunku 7. Uzyskane przez autorów wyniki badań, po opracowaniu



Rys. 6. Schemat stanowiska do badań przenośników ziarna (wg Gieroby i Dreszera)

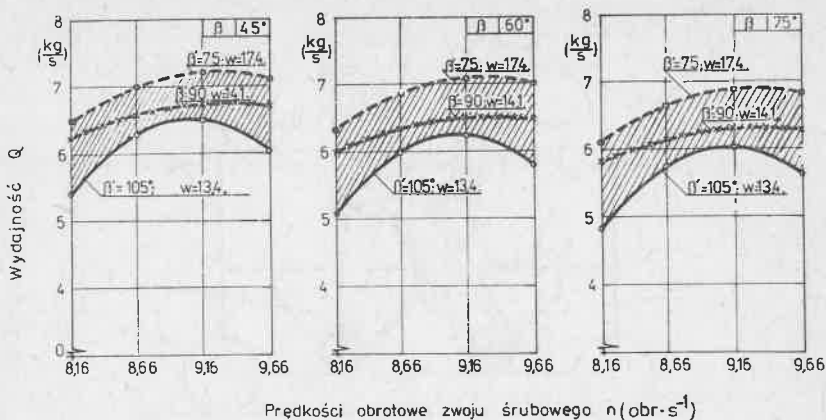
1 - rama stanowiska, 2 - układ jezdny, 3 - kosz zasypowy z dozownikiem, 4 - przenośnik łopatkowy, 5 - przenośnik śrubowy, 6 - układ napędowy, 7 - zsyp z podajnikiem poziomym



Rys. 7. Schemat technologiczny stanowiska do badań przenośników ziarna kombajnów zbożowych

1 - podajniki poziome, 2 - kosze zsypane, 3 - dozownik, 4 - zbiornik ziarna, 5 - przenośnik zgarniakowy, 6 - przenośnik śrubowy, 7 - podrzutnik, 8 - przystawka kątowa, 9 - mechanizm zmiany ustawienia przenośników, 10 - przekładnie napędowe

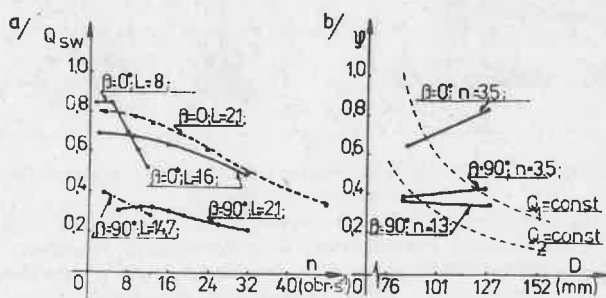
matematycznym, przedstawiono graficznie na rysunku 8. Analiza wymienionych doświadczeń [17, 30, 32, 33] pozwala stwierdzić, że w zakresie zmiennych warunków (jakie przyjęto w trakcie eksperymentów) naj-



Rys. 8. Zależności wydajności przenośnika śrubowego od prędkości i kąta pochylenia zwoju śrubowego dla różnych gatunków ziarna
 o—o - jęczmień; □—□ - pszenica; x—x—x - żyto; // - zakres zmienności przebiegu funkcji dla pozostałych warunków

większy wpływ na wydajność ma prędkość obrotowa zwoju śrubowego, w mniejszym stopniu kąt pochylenia i przechyłu bocznego przenośnika.

Brusewicz i Persson [11] przeprowadzili eksperymentalne badania obejmujące określenie wpływu średnicy i prędkości obrotowej zwoju śrubowego oraz luzu między nim a jego obudową na wydajność względną* (rys. 9). Uzyskane wyniki (rys. 9) pozwalają stwierdzić, że wydajność



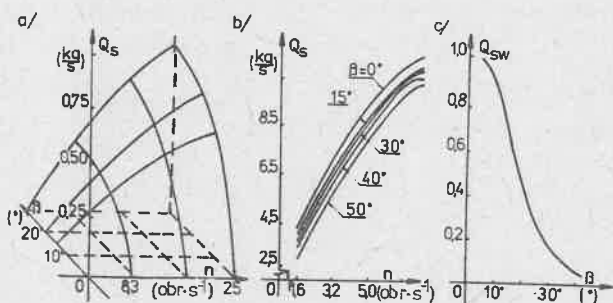
Rys. 9. Zależność względnej wydajności $Q_{sw} = Q_s(\beta, L, n)$ i współczynnika napełnienia $\psi = \psi(D, n, \beta)$ (wg Brusewicza i Perssona)

* Q_{sw} - wydajność względna rozumiana jest jako stosunek wydajności teoretycznej Q_t , określonej z warunku (1) przy wartości współczynnika $k \cdot \psi = 1$, do wartości rzeczywistej Q .

przenośnika śrubowego (Q) oraz współczynnik napełnienia nie wzrastają liniowo wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i średnicy zwoju śrubowego.

Oprócz wymienionych wyżej czynników na wydajność omawianego urządzenia wpływa także skok zwoju śrubowego S . Jest on ściśle związany ze średnicą zwoju D i najczęściej oba parametry występują jako wspólna, bezwymiarowa wielkość S/D . Badający znaczenie tego współczynnika nie są jednomyślni co do jego wartości. Większość autorów zawiera S/D w przedziale 0,8-1,5 [1, 6, 14, 18, 20, 22, 40, 41, 46, 47, 59, 61, 66, 68, 73, 74].

W maszynach rolniczych znaczna część zastosowanych przenośników śrubowych pracuje przy pewnym nachyleniu. Badaniami wpływu kąta pochylenia przenośnika na zmianę wydajności zajmowali się między innymi Głozman, Baitalski, Kogan-Wołman [40], Kanafojski [48, 49], Lind [60] i inni. Uzyskane wyniki autorzy [41, 48, 60, 66] przedstawili w formie graficznej na rysunku 10. Z wykresów wynika, że między oboma wiel-



Rys. 10. Zmienność $Q = Q(\beta, n)$

a - wg Głozmana i innych; b - wg Lindy; c - wg Obertyńskiego

kościami istnieje wyraźny związek. Nie jest jednak możliwe określenie z rysunku (10 a, b) bezwzględnej wartości funkcji współczynnika k , uwzględniającego kąt pochylenia przenośnika, gdyż jej przebieg nie jest liniowy, a dodatkową przeszkodą jest uzależnienie od innych czynników. Ponadto omawiany rysunek obejmuje tylko pewien przedział kątów pochylenia ($0-50^\circ$), wymaga zatem uzupełnienia (dodatkowych badań). Znaczna część autorów zaniechała podawania wyłącznie wartości k i najczęściej

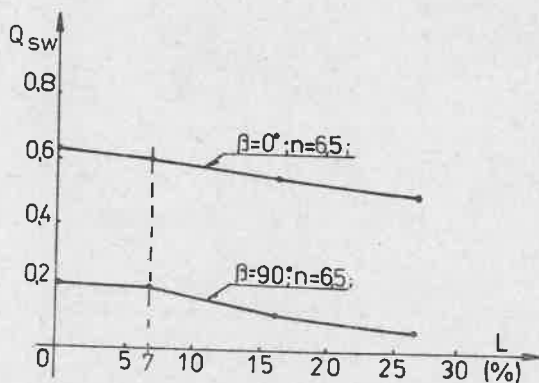
funkcja ta jest uwzględniana w wartości współczynnika napełnienia przenośnika ψ . Tak też uczyniono w niniejszym opracowaniu (tab. 1). Prezentowane wyniki są efektem badań wykonanych zgodnie z możliwościami, jakie zaprezentowano na rysunkach 6 i 7.

Tabela 1. Wartości współczynnika napełnienia przenośnika śrubowego (ψ) uzyskane w czasie badań stanowiskowych podczas przemieszczania podstawowych gatunków ziarna (wg badań własnych autorów)

Prędkość obrotowa zwoju śrubowego (n) [obr. $\cdot$ s $^{-1}$]	Kąt przechyłu bocznego (β) przenośnika [$^{\circ}$]	Kąt pochylenia przenośnika (β) [$^{\circ}$]	Wartość współczynnika napełnienia (ψ)		
			min	max	średnio
1	2	3	4	5	6
8,16	75	45	0,14	0,18	0,16
		60	0,14	0,17	0,16
		75	0,13	0,16	0,15
	90	45	0,13	0,17	0,15
		60	0,13	0,16	0,15
		75	0,13	0,16	0,15
	105	45	0,13	0,15	0,15
		60	0,12	0,16	0,14
		75	0,13	0,15	0,14
	75	45	0,14	0,17	0,16
		60	0,14	0,18	0,16
		75	0,14	0,16	0,15
8,66	90	45	0,14	0,17	0,15
		60	0,14	0,16	0,15
		75	0,14	0,16	0,15
	105	45	0,12	0,15	0,14
		60	0,12	0,15	0,14
		75	0,13	0,15	0,14
	75	45	0,15	0,18	0,17
		60	0,14	0,18	0,16
		75	0,14	0,17	0,16
	90	45	0,15	0,17	0,16
		60	0,13	0,17	0,16
		75	0,13	0,16	0,15
9,16	105	45	0,13	0,16	0,15
		60	0,12	0,16	0,15
		75	0,12	0,16	0,15

1	2	3	4	5	6
9,66	75	45	0,13	0,16	0,15
		60	0,13	0,16	0,15
		75	0,12	0,15	0,14
	90	45	0,13	0,15	0,14
		60	0,13	0,15	0,14
		75	0,12	0,15	0,14
	105	45	0,13	0,15	0,14
		60	0,13	0,14	0,13
		75	0,12	0,15	0,13

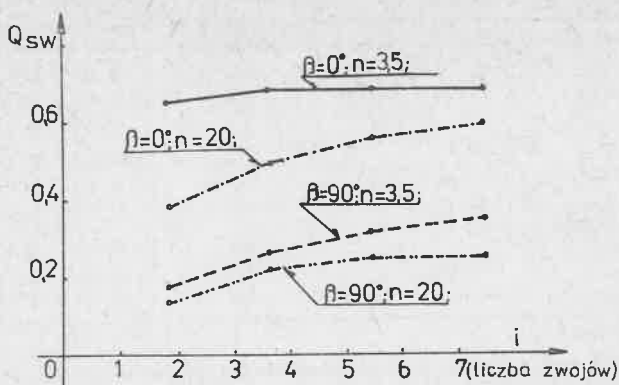
Badania nad sporadycznie uwzględnianymi czynnikami, jakimi są luz i wielkość kanału zasilającego przeprowadzili Brusewitz i Persson [11]. W celu określenia wpływu na wydajność przenośnika różnicy między wewnętrzną średnicą obudowy D' a zewnętrzną średnicą zwoju śrubowego D wprowadzili pojęcie luzu względnego L , rozumianego jako stosunek różnicy $D' - D$ do D , wyrażony w procentach. Doszli do wniosku, że optymalna wartość L , przy której w istotny sposób nie następuje spadek wydajności i pogorszenie innych parametrów pracy, wynosi 5-6% (rys. 11).



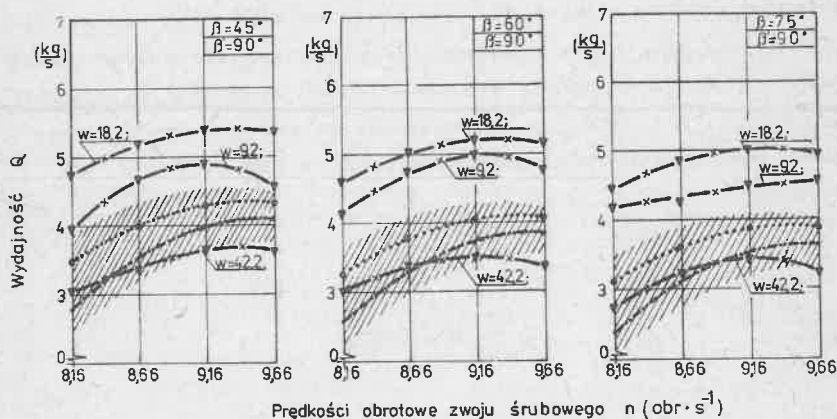
Rys. 11. Zależność wydajności względnej od luzu między obudową a zwojem śrubowym (wg Brusewita i Perssona)

W tym zakresie spadek wydajności układał się na poziomie 0,7% na każdy 1% luzu.

Ci sami autorzy wyznaczyli najkorzystniejszą wielkość otworu, którym dostarcza się materiał do przenośnika. Praktycznie zalecają takie



Rys. 12. Wpływ długości otworu wlotowego na wydajność względną przenośnika śrubowego (wg Brusewitza i Perssona)



Rys. 13. Zależność wydajności przenośnika śrubowego od gatunku i wilgotności przemieszczanego ziarna
 ▼-x-▼ - kukurydza; ●-...-● - owies; ●●●● - rzepak; // - zakres zmienności przebiegu funkcji dla ziarna owsa i rzepaku przy pozostałych warunkach

jego wymiary, aby odsłonięte było 5-6 pełnych zwojów elementu śrubowego (rys. 12).

Jak wynika z literatury, długość przenośnika nie ma wpływu na jego wydajność.

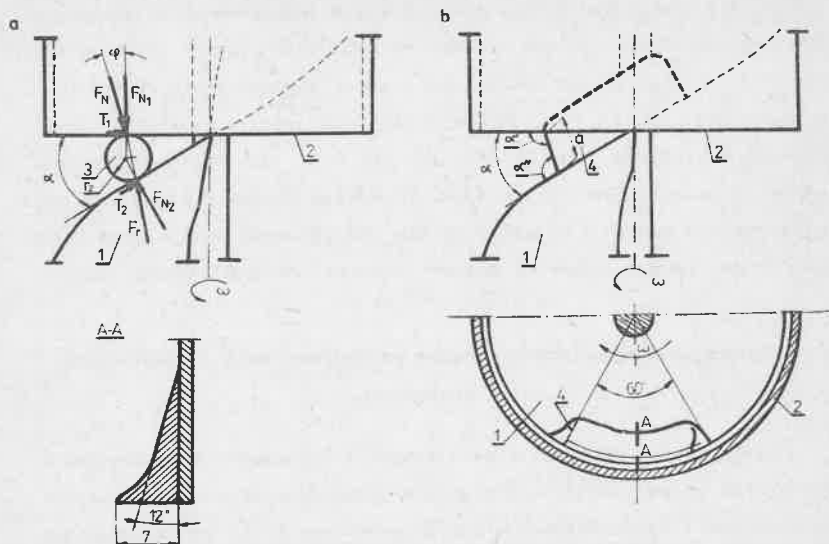
Odrębną grupę czynników stanowią właściwości mechaniczne przemieszczanego ziarna [12, 15, 23, 25, 29, 33, 44, 45, 53, 64, 65, 80,

87-89, 91/. Mają one bardzo poważny wpływ na podstawowe parametry pracy przenośników (w tym również na wydajność), który jednak trudno określić, dlatego że nie zostały one jeszcze wystarczająco dokładnie poznane [12, 23, 45, 53/. Pewne zagadnienia zostały wyjaśnione przez Gierobę i Dreszera [16, 29, 31, 33, 34/ (rys. 13). Wykazano mianowicie, że o wydajności przenośnika śrubowego decyduje wilgotność przemieszczanych nasion i związany z nią współczynnik tarcia oraz cechy gatunkowe, mające wpływ na gęstość usypową transportowanego ziarna.

Proces uszkodzeń ziarna podczas przemieszczania przenośnikami śrubowymi

Zastosowanie prostych w swej istocie i niezawodnych przenośników śrubowych nasuwa wiele wątpliwości w przypadku materiałów, których uszkodzenie i rozdrobnienie w czasie przemieszczania jest niepożądane. Obciążenia quasi-statyczne i dynamiczne, dzięki którym odbywa się przemieszczanie, są przyczyną powstawania mikro- i makrouszkodzeń ziarna obniżających jego biologiczne właściwości. Zagadnieniami tymi zajmowało się wielu autorów [3, 4, 16, 24-26, 29, 31, 39, 44, 77, 80-82/. Ich dociekania ujmują cały problem w różnych aspektach, celowe zatem staje się ogólne omówienie wybranych kierunków i metod badawczych oraz analiz teoretycznych. Między innymi Haman, Szot [45/, Kolowca [53/, Mohsenin [64, 65/, Rademacher [75, 76/, Szot, Grundas, Grochowicz [91/, określali fizyczne i mechaniczne właściwości ziarna poddanego obciążeniom quasi-statycznym. Badania miały na celu określenie zależności pomiędzy siłą zewnętrzną a naprężeniami wewnętrznymi w ziarnie powodującymi mikro- lub makrouszkodzenia. Niektórzy z cytowanych badali także przedstawiony wyżej problem stosując obciążenia dynamiczne. Takie oddzielne podejście jest złudne, gdyż o defektach ziaren decydują złożone obciążenia, będące wypadkową dwóch wymienionych.

Inni [16, 17, 29, 34, 37, 44, 75, 76, 80/ zajmowali się wadami ziarna, będącymi skutkiem działania przenośników śrubowych. Charakterystyczne jest odmienne podejście metodologiczne, a jedna z ciekawszych koncepcji przyjął Rademacher. Założył on mianowicie, że podstawowymi przyczynami uszkodzeń w procesie przemieszczania są:



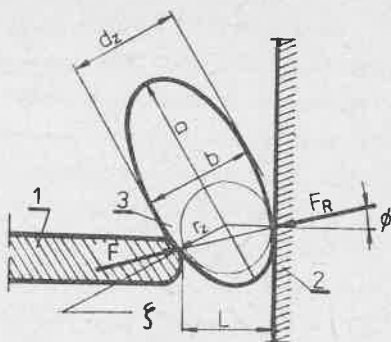
Rys. 14. Schemat pracy zwoju śrubowego u wlotu do kanału roboczego:
a - układ powszechnie stosowany; b - układ z wkładką eliminującą siły tnące (wg Rademachera)

1 - zwój śrubowy, 2 - krawędź obudowy, 3 - ziarno, 4 - wkładka

- przecinanie ziarn przez krawędzie obudowy i zwoju śrubowego w otworze wlotowym,
- uszkodzenia ziarna w wyniku procesu tarcia wewnętrznego oraz tarcia ziarna o elementy robocze,
- niszczenie ziarn przez ich zginięcie pomiędzy krawędziami zwoju śrubowego a obudową przenośnika.

Analizując proces przemieszczania doszedł do wniosku, że transport masy ziarnistej w przenośniku śrubowym jest możliwy wówczas, gdy kąt pochylenia zewnętrznej krawędzi zwoju śrubowego α spełnia warunki: $\alpha < 90^\circ$ (w rzeczywistości kąt α z zasady nie osiąga wartości przekraczających 30°). Niezależnie od sposobu zasilania (boczny czy zanurzeniowy) w otworze wlotowym do kanału roboczego występuje bardzo niekorzystny układ geometryczny krawędzi obudowy i zwoju śrubowego, wynikający ze wspomnianego warunku (rys. 14). Takie ustawienie krawędzi elementów roboczych w czasie pracy urządzenia działa jak nożyce (rys. 14a), uszka-

dzając ziarna. Można tego uniknąć przez przytwierdzenie do zwoju śrubowego odpowiednio wyprofilowanej wkładki (rys. 14b), w wyniku czego ostry kąt α zostanie zastąpiony dwoma rozwartymi: $\alpha' = \alpha'' = \frac{\pi + \alpha}{2}$. Dalsze rozważania analityczne Rademachera dotyczyły określenia wpływu innych czynników konstrukcyjnych przenośnika na proces powstawania mechanicznych uszkodzeń przemieszczanego ziarna (rys. 15). W wyniku założeń prezentowanych na rysunku 15 doszedł on do wniosku,



Rys. 15. Ułożenie ziarna w przestrzeni między zwojem śrubowym a obudową przenośnika śrubowego
1 – zwoj śrubowy, 2 – obudowa przenośnika, 3 – ziarno

że jednym z czynników decydujących o ilości uszkodzeń ziarna jest luz między obudową zwoju a zwojem śrubowym, którego optymalną wielkość wyraża następująca zależność matematyczna:

$$\frac{L'}{d_z} = \frac{\sqrt{1 - \mu_k^2} - 2\Lambda\mu_k^2 \sqrt{1 + \epsilon^2\mu_k^2}}{(1 - \mu_k^2) \sqrt{1 + \epsilon^2\mu_k^2}}, \quad (14)$$

gdzie:

$\epsilon = a/b$ oraz $\Lambda = \xi/d_z$;

a – dłuższa oś elipsoidy [m],

b – krótsza oś elipsoidy [m],

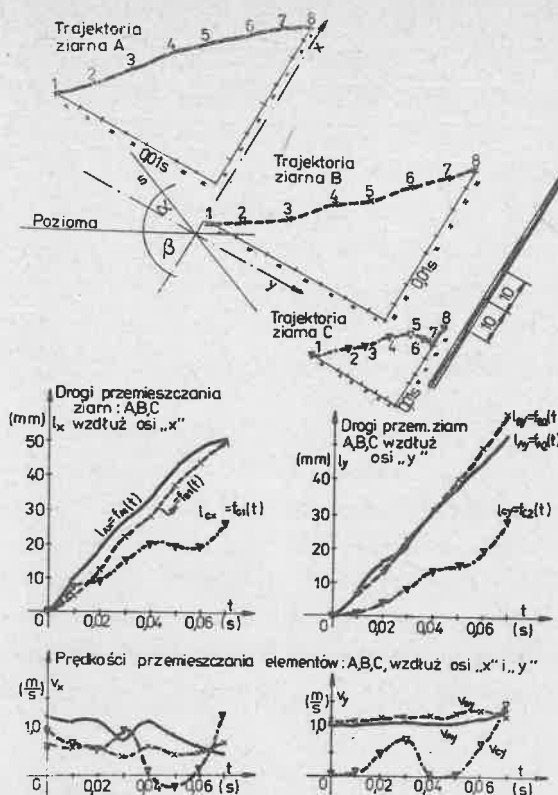
ξ – promień zaokrąglenia krawędzi zwoju śrubowego [m].

Pewne wątpliwości budzi praktyczne wykorzystanie zależności (14) w budowie maszyn i urządzeń rolniczych. Wynikają one z ekonomicznej i technicznej strony przedstawionego zagadnienia. Poza specjalnym wyposażeniem, w którym istnieje konieczność stosowania bardzo dokładnie wykonanych, współpracujących elementów roboczych, przenośniki śrubowe w maszynach i urządzeniach rolniczych (np. kombajnach zbożowych) przeznaczone są do przemieszczania różnych gatunków ziarna o odmiennych właściwościach mechanicznych i różnym kształcie geometrycznym.

Inne, wszechstronniejsze ujęcie przedstawili wymienieni uprzednio badacze [31-34, 39]. Uniwersalność tej koncepcji polega na możliwości zastosowania jej do oceny uszkodzeń ziarna w odmiennych, niż kombajny urządzeniach przeróbczych. Mechaniczne uszkodzenia nasion autorzy podzielili na makro- i mikrouszkodzenia. Pierwsze z wymienionych ocenia się zgodnie z normą (PN-79/R-65950) oraz innymi zaleceniami [15, 91, 96]. Ilość mikrouszkodzeń ziarna określa się poddając je kąpieli przez okres około 120 s w 1% roztworze wodnym J + KJ (płyn Lugola) [15, 16]. Poza tym badano wpływ wymienionych wyżej uszkodzeń na wartość biologiczną ziarna, czego miernikiem była energia i zdolność kiełkowania. Sam proces przemieszczania ziarna filmowano kamerą do szybkich zdjęć ("Hyspeed" - do 6500 klatek na sekundę), przez specjalnie wykonane przeszkłone wzierniki, z 42-krotnym przyspieszeniem ekspozycji (w stosunku do odtwarzania). Umożliwiało to określenie przyczyn i sposobu powstawania uszkodzeń nasion. Film analizowano na analizatorze - projektorze Spectro Motion Analysis Projektor MK III.

Przyjęto, że określenie współrzędnych wybranych elementów masy (A, B, C) dokonywać się będzie w jednakowych odstępach czasu równych 0,01 s (co 10-ta klatka). Następnie sporządzono zależności określające przemieszczanie poszczególnych elementów masy wzdłuż osi "x" i "y" - zależnie od elementarnego czasu ekspozycji $t = 0,01$ s - otrzymując wykresy funkcji $l_x = f_1(t)$ i $l_y = f_2(t)$. Różniczkując je graficznie otrzymano konstrukcje pochodnej $l'_x = f'_1(t)$ i $l'_y = f'_2(t)$, odpowiadające prędkościom elementów A, B, C w danych przedziałach czasu wzdłuż osi "x" i "y". Pozwoliło to na prześledzenie i określenie sposobu powstawania mechanicznych uszkodzeń ziarn.

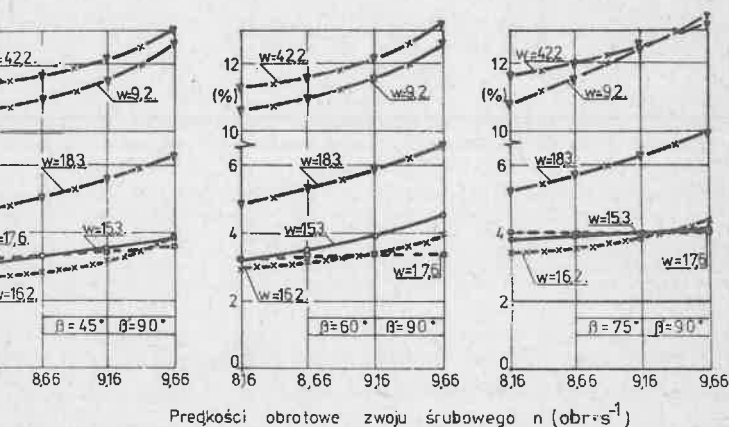
Powstawania uszkodzeń w procesie transportu przenośnikiem śrubowym obrazuje trajektoria C ziarna (rys. 16). W wyniku znacznie mniejszej prędkości przemieszczania, w porównaniu z teoretyczną prędkością wzdłuż osi (v_o) i obwodową (v_{ob}) zwoju śrubowego, ziarno znalazło się pomiędzy krawędzią zwoju śrubowego a obudową przenośnika (punkty 5, 6, 7 trajektorii C), tworząc układ - jak na rysunku 15 - prowadzący do uszkodzenia ziarna. Następowало zakleszczenie, wzrost naprężeń zewnętrznych i wewnętrznych ziarna do stanu, w którym pojawiało się jego



Rys. 16. Charakterystyka ruchu elementów masy (A, B, C) w przenośniku śrubowym przy prędkości obrotowej zwoju śrubowego $n = 8,16 \text{ [obr} \cdot \text{s}^{-1}]$

mechaniczne uszkodzenie (punkt 6). Zjawisku temu towarzyszyło zwiększenie prędkości obwodowej oraz odprysnięcie części ziarna w kierunku przeciwnym do kierunku ruchu masy. Część masy, która w wyniku przesypania się przez oś zwoju wydostała się ze strefy bezpośredniego oddziaływania elementu roboczego (jak i ziarna znajdującego się na tym zwoju) przemieszczała się wzdłuż osi X ruchem opóźnionym – typowym dla ruchu w polu grawitacyjnym – do momentu, aż kolejna partia ziarna porwie ją i nada prędkość równą prędkości całej masy. Te partie ziarna, na które nie oddziałują wymienione siły stwarzają "pozorny" ruch opadający widoczny przy analizie filmu.

ę tę wypełniają w jakimś stopniu badania własne autorów niniej-
 pracowania [17, 31-34, 39], którzy określili wpływ prędkości
 ej zwoju śrubowego, kątów pochylenia układu przemieszczającego
 ektórych cech fizyko mechanicznych ziarna na mikro- i makrouszko-
 .
 Rezultaty zaprezentowano na rysunku 19. Wynika z niego, że na
 uszkodzenia przemieszczanych ziarn jęczmienia, owsa, rzepaku i ży-
 ększy wpływ miała prędkość elementów roboczych, mniejszy zaś
 stawienia przenośnika i wilgotność. Natomiast w odniesieniu do
 kukurydzy i pszenicy o ilości wymienionych defektów decydowała
 wilgotność materiału. Najbardziej odporne na uszkodzenia było
 owsa (rys. 19); nasiona jęczmienia, pszenicy, rzepaku i żyta wy-
 o wyższy poziom makrouszkodzeń, nie przekraczający jednak 0,4%.
 a sugeruje, że w normalnych warunkach eksploatacyjnych układ
 szczenia ziarna kombajnu Z 060 nie powoduje makrouszkodzeń
 ch niż dopuszczalne (1% dla ziarna pszenicy o wilgotności do 20%
 ności przenośnika do $3,3 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). Najwyższy procent makrouszko-
 jestrowano w ziarnie kukurydzy. O związku mikrouszkodzeń z nie-
 parametrami śrubowych układów transportowych informuje rysu-
 Wpływ czynników eksploatacyjnych na powstawanie mikrouszko-
 arna jęczmienia, pszenicy i żyta był niewielki (podstawą takiego



19. Zależność mikrouszkodzeń przemieszczanego ziarna od prędkości
 obrotowej zwoju śrubowego i kąta pochylenia przenośnika
 ○ - jęczmień; ▼ - kukurydza; × - żyto;
 ■ - pszenica

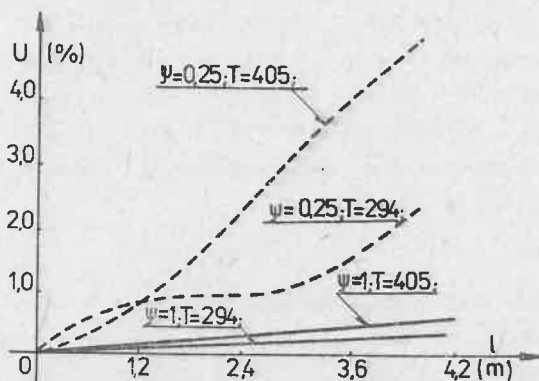
znych
 , sto-
 sie pra-
 a.
 ileżniona
 granicach
 tym
 zczanie
 jąc
 minimal-
 długości
 ąta po-
 zeń
 że na
 ty prze-
 ebnienia.
 ia prze-
 Maksy-

apełnie-
 dzy (wg
 : pochy-
 y urzą-
 sion

osądu była analiza wariancji rezultatów eksperymentów). W miarę wzrostu prędkości elementów roboczych i kąta ustawienia przenośnika zwiększają się średnie ilości mikrouszkodzeń (rys. 20), ale największy wpływ na ich powstawanie miały: gatunek ziarna i jego wilgotność. Najbardziej podatne na uszkodzenie było ziarno kukurydzy. Przy zbyt niskiej (9,2%) oraz zbyt wysokiej (42,2%) wilgotności tego ziarna stwierdzono w nim znacznie podwyższone ilości mikrouszkodzeń wynoszące od 9,8% do 14,4%. Są to dane zbliżone do otrzymanych przez cytowanego już Halla, który podaje, że:

- obniżenie wilgotności ziarna soi do 13% zmniejsza ich odporność na pęknięcia i połówkowanie;
- przemieszczanie soi o wilgotności w granicach 17-18%, a kukurydzy 20-25% daje najmniejsze uszkodzenia.

Stopień nagrzania ziarna także zmienia jego odporność na uszkodzenia. Jak wygląda ta relacja prezentuje - na przykładzie nasion kukurydzy - rysunek 21. Generalnie (opierając się na literaturze) można stwierdzić, że istnieje pewien przedział temperatur (291-340 K), w którym ziarno zwiększa odporność na uszkodzenia w związku ze wzrostem sprężystości wewnętrznej. Zarówno spadek, jak i wzrost temperatury ziarna w stosunku do podanych granic powoduje zwiększenie podatności na uszkodzenia, co jest związane ze zmianą struktury wewnętrznej nasion.



Rys. 21. Wpływ temperatury ziarna, współczynnika napełnienia i drogi przemieszczania na ilość uszkodzeń nasion kukurydzy przy $n=9$ [obr. $\cdot$ s $^{-1}$] (wg Sandsa i Halla)

Energochłonność przemieszczania przenośnikami śrubowymi

Energochłonność przenośników śrubowych jest sumą mocy niezbędnej do wykonania pracy użytecznej i pokonania oporów ruchu. Zagadnieniem tym zajmowali się m.in. Antoniak [1], Brusewitz, Persson [11], Fąfara [22], Goździecki, Świątkiewicz [41], Gurow [43], Rademacher [75, 76], Tedder [92] i inni [14, 58, 59, 97]. Autorzy ci stosowali często odmienne metody badań i analizy wyników, co wyklucza ich porównywalność.

Najczęstszym sposobem wyrażania energochłonności jest podawanie bezwzględnych wartości mocy. Ma to tę zaletę, że daje wprost informację o wielkości mocy pobieranej przez urządzenie – co niejednokrotnie wystarcza.

Odmienne podejście przedstawili Brusewitz i Persson [11]. Wprowadzili mianowicie pojęcie mocy względnej (właściwej) rozumianej jako stosunek:

$$N'_w = N/\dot{V} \cdot l \cdot \gamma (\mu_o + \sin \beta), \quad (15)$$

gdzie:

N – moc pobierana przez urządzenie $[W; kW]$,

$\dot{V} \cdot l \cdot \gamma (\mu_o + \sin \beta)$ – moc teoretycznie określona z warunku wydajności $[W; kW]$.

Zamierzeniem autorów było opracowanie metody umożliwiającej porównywanie wyników badań, ale nie ustrzegli się pewnych mankamentów. Sposób ten nie daje możliwości określania bezwzględnej wartości mocy, a ponadto wymaga analitycznego jej oznaczenia na podstawie wydajności przenośnika, gdzie wprowadzone są współczynniki doświadczalne.

Nasze własne doświadczenia [16, 32] pozwoliły na wprowadzenie wskaźnika jednostkowego zapotrzebowania mocy pobieranej przez przenośnik. Wyraża się on wzorem:

$$N^i = \bar{N}/\bar{Q}. \quad (16)$$

Umożliwia on nie tylko ocenę urządzenia pod względem energetycznym i eksploatacyjnym, ale również oznaczenie mocy bezwzględnej pobieranej przez układ.

Niezależnie od badań eksperymentalnych prowadzono prace analityczne, celem których było znalezienie matematycznej zależności pozwalającej

na określenie mocy niezbędnej do zapewnienia pracy przenośnika śrubowego. Zagadnieniem tym zajmowali się Fafara [22] i Rademacher [75, 76].

Pierwszy z wymienionych, w swojej analizie pracy podajnika śrubowo-palcowego [22], pracującego w zespole żniwnym kombajnu zbożowego, zamieścił obszernie i interesujące rozważania, które są również słuszne dla pracy zwoju śrubowego podczas przemieszczania mas ziarnistych. Wykazał, że przemieszczanie materiału ziarnistego w pionowym przenośniku śrubowym odbywa się w wyniku oddziaływania sił normalnych i stycznych do powierzchni zwoju, działających na elementarną cząsteczkę masy.

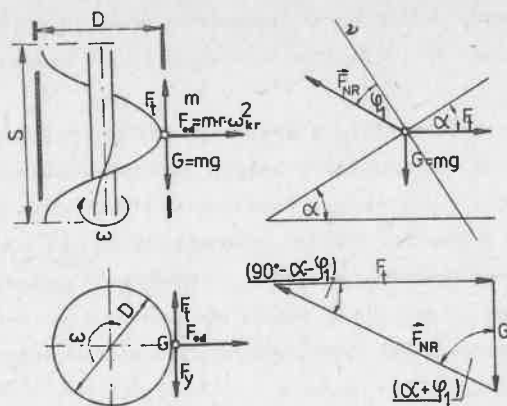
Analizując powyższe rozważania należy stwierdzić [5, 18, 22, 43], że najkorzystniejsze warunki przemieszczania występują wówczas, gdy kąt między wypadkową reakcją $\vec{F}_R$ a osią z jest równy 180° czyli $\cos(\vec{F}_R, z) = -1$. W praktyce wartość $\cos(\vec{F}_R, z)$ jest zawsze różna od -1, a zadaniem konstruktorów jest zniwelowanie tej różnicy w jak największym stopniu. Zapewnić to można właściwym ukształtowaniem zwoju śrubowego (tworząca zwoju prostopadła do osi z; niezbyt duże wartości C - patrz rysunek 3; znaczne wartości parametru tworzącego powierzchnię śrubową).

Jeszcze inne rozwiązanie przedstawił Tedder [92]. Uwzględniając właściwości mechaniczne ziarna i pewne warunki kinematyczne opracował wzór, umożliwiający określenie mocy niezbędnej do przemieszczenia masy ziarnistej w pionowym przenośniku śrubowym:

$$N = \frac{1}{8} S \cdot q \cdot R^4 \cdot \omega_{23}^2 \cdot \omega_{12}^2 \cdot \cos \alpha. \quad (17)$$

Zależność ta jest kłopotliwa w praktycznym stosowaniu ze względu na trudności w wyznaczeniu ω_{12} i ω_{23} .

Przedstawione rozważania i zależności matematyczne uwiaryściły, że energochłonność przenośników uzależniona jest od wielu czynników, w tym i eksploatacyjnych. Jednym z głównych jest prędkość zwoju śrubowego. Powszechnie stosuje się pojęcia krytycznej prędkości kątowej ω_{kr} oraz obwodowej prędkości zwoju śrubowego. Pierwsza z wymienionych jest minimalną prędkością kątową zwoju śrubowego, zapewniającą przemieszcza-



Rys. 22. Rozkład sił w pionowym przenośniku śrubowym przy krytycznej prędkości kątowej (wg Dmitreńskiego, Virlinga i Sinha)

nie ziarna. Wiele z badań eksperymentalnych i teoretycznych zostało temu parametrowi poświęcone. Na przykład Dmitreński [14] oraz Virling i Sinha [93], określając prędkość krytyczną (ω_{kr}), przyjęli – przy rozkładzie sił działających na ziarno (rys. 22) – że:

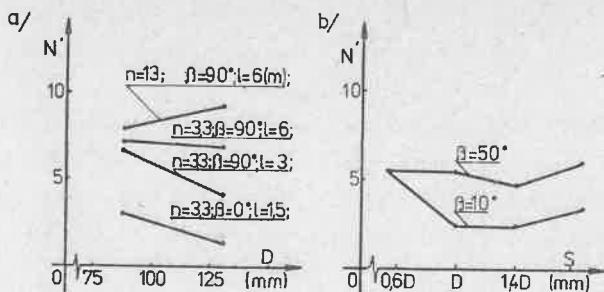
- nasiona znajdujące się w wewnętrznej części przenośnika nie oddziałują na sąsiednie cząsteczki;
- wszystkie cząsteczki transportowanego materiału zajmują przestrzeń przy obudowie i wykonują ruch po torze kołowym, nie wykonując przy tym ruchu wzdłuż osi.

Tak przeprowadzone rozumowanie pozwoliło na opisanie krytycznej prędkości zwoju śrubowego wzorem:

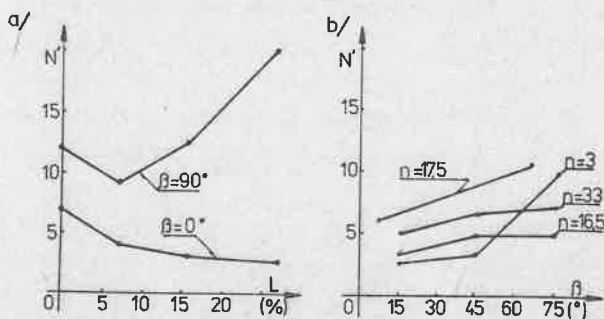
$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{g}{R \cdot \mu} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \quad (18)$$

Optymalna – z punktu widzenia energochłonności przenośnika – prędkość jest oczywiście różna od krytycznej i dla skrajnego punktu zwoju śrubowego zawarta w przedziale $2,8\text{--}6,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Szczegółowe rozważania w powyższej kwestii przedstawili: Brusewicz i Persson [11], Gieroba i Dreszer [16, 33], Stein [86].

Badanie Brusewicza i Perssona, pomimo że obejmują interesujący zakres prędkości i kątów ustawienia przenośnika oraz gatunków ziarna,



Rys. 23. Zależności: $N' = N'(D, \beta, n, l)$ – diagram a; oraz $N' = N'(S/D, \beta)$ – diagram b, przy przemieszczaniu ziarna przenośnikiem śrubowym (wg Brusewitsza i Perssona)



Rys. 24. Zależności: $N' = N'(L, \beta)$ – diagram a; oraz $N' = N'(\beta, n)$ – diagram b, przy przemieszczaniu ziarna przenośnikiem śrubowym (wg Brusewitsza i Perssona)

są mało przydatne ze względu na brak informacji o parametrach konstrukcyjnych badanego układu, ale należy docenić ich wielostronność. Ich autorzy analizowali bowiem energochłonność także w funkcji:

- średnicy zwoju śrubowego,
- stosunku S/D ,
- luzu względnego między elementami roboczymi,
- pochyleń urządzenia względem poziomu.

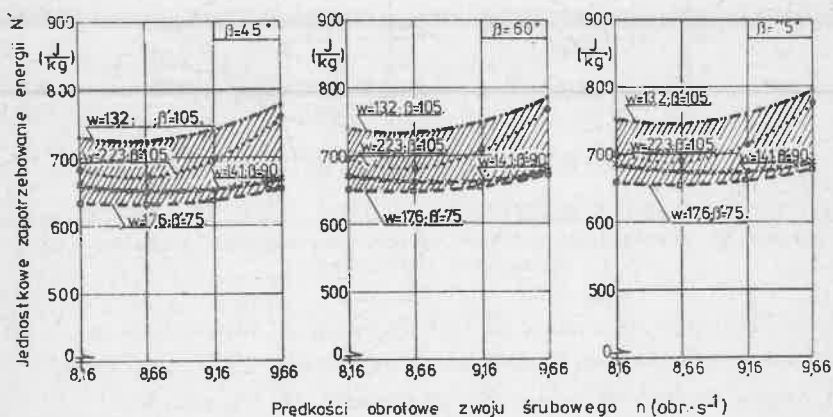
Pierwszy z wymienionych czynników okazał się nie mieć istotnego znaczenia (rys. 23), natomiast drugi (S/D) miał wpływ na tyle ważki, że zalecono przestrzeganie pewnych optymalnych wartości, zawartych w granicach 1-1,5 (rys. 23b). Pozostałe dwa elementy z wymienionych wyżej

wpływają na napełnienie przenośnika, muszą zatem stanowić o jego energochłonności (rys. 24). Na przykład najmniejszy pobór mocy obserwowano, gdy luz ograniczył się do 5-10% (rys. 24a).

Kontrowersyjne jest natomiast stwierdzenie obu badaczy, że prędkość obrotowa zwoju ma minimalny wpływ na pobór mocy (rys. 25b). Zaprzeczając to teoretycznemu warunkowi $N = M \cdot \omega$, z którego jednoznacznie wynika, że moc jest funkcją momentu obrotowego i prędkości obrotowej ($n = \frac{\omega}{2\pi}$) [1, 18, 22, 46, 48, 50, 83, 84, 90].

Rozważania wspomnianego Steina dotyczyły energochłonności przemieszczania mas ciastowatych, a więc materiałów o odmiennych właściwościach niż ziarno.

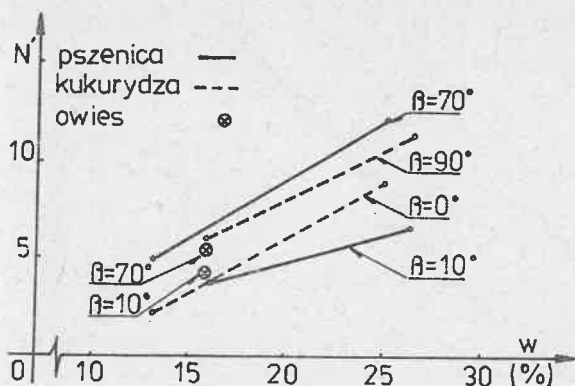
Nasze własne badania dotyczyły wpływu prędkości obrotowej i kątów pochylenia zwoju śrubowego oraz mechanicznych i odmianowych cech ziarna na energochłonność procesu przemieszczenia [16, 33]. Ich wyniki przedstawiono na rysunku 25. Zaproponowany już poprzednio wskaźnik jednostko-



Rys. 25. Zależność jednostkowego zapotrzebowania energii przenośnika śrubowego od prędkości obrotowej i kąta pochylenia zwoju śrubowego dla różnych gatunków ziarna

●—●—●— owies; ■—■—■— pszenica; ●●●●— rzepak;
x—x—x— żyto; //——//—— zakres zmienności przebiegu funkcji dla pozostałych warunków, innych niż n i β

wego zapotrzebowania energii ($N' = \bar{N}/\bar{Q}$) ułatwił interpretację otrzymanych rezultatów, uzależnił bowiem pobór mocy od pozostałych czynników. Przeprowadzona analiza matematyczna wykazała, że z grupy czynników



Rys. 26. Wpływ wilgotności i gatunku ziarna na wielkość poboru mocy przez przenośnik śrubowy (wg Brusewita i Perssona)

eksploatacyjnych wydajność odgrywa dominującą rolę. Ponadto należy podkreślić fakt, że funkcję $N' = f(Q, n, \beta, \beta')$ charakteryzuje inny przebieg krzywych (funkcja wklęsła) w porównaniu do funkcji $Q = f(n, \beta, \beta')$ – rysunki 8 i 25. Stwierdzono, że fazom spadku wydajności i wyższym kątom ustawienia przenośnika towarzyszyło zwiększone jednostkowe zapotrzebowanie energii N' . Wynika stąd wniosek, że z punktu widzenia energochłonności proces przemieszczania przenośnikiem śrubowym należy realizować przy możliwie największych wydajnościach.

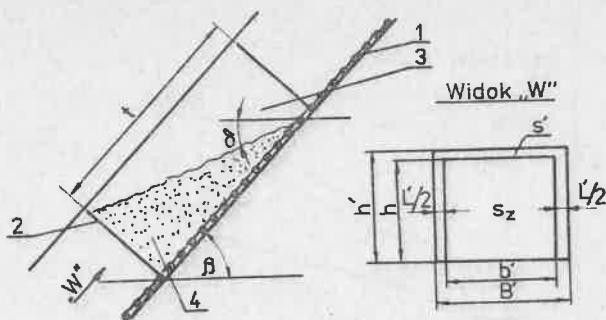
Również cechy charakterystyczne poszczególnych odmian ziarna i jego właściwości mechaniczne kształtują w pewien sposób energochłonność pracującego przenośnika (rys. 26).

Przeprowadzone badania z ziarnem pszenicy, kukurydzy i owsa o dwu różnych poziomach wilgotności (15% i 25%) wykazały, że wilgotność ma znaczny wpływ na energochłonność przemieszczania. Wniosek ten potwierdziły badania własne [16, 27, 33, 38]. Mniejszy natomiast wpływ na energochłonność miały cechy odmianowe i gatunkowe.

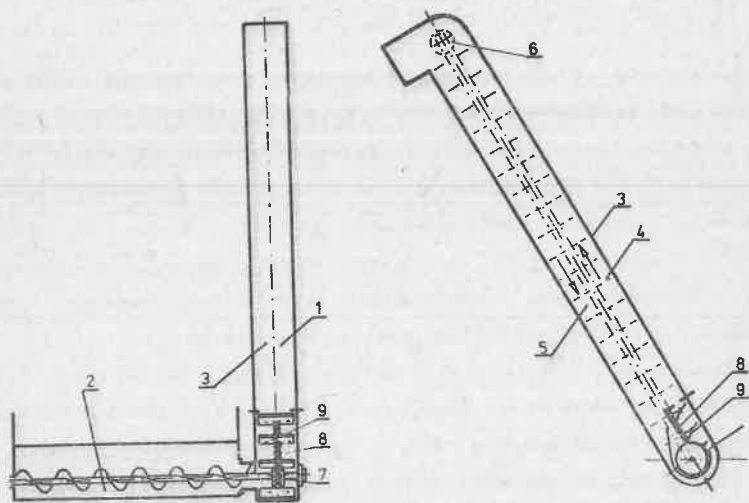
PRZENOŚNIKI ZABIERAKOWE

Podział, zasada działania i zastosowanie

Przenośniki zabierakowe należą do grupy przenośników ciągnowych, służących do przemieszczania materiałów luzem. Głównym elementem pęd-



Rys. 27. Schemat wycinka przenośnika zabierakowego
1 – ciągną, 2 – zabierak, 3 – kanał roboczy, 4 – teoretyczny rozkład ziarna w zabieraku



Rys. 28. Schemat prototypowego układu przemieszczania ziarna
1 – przenośnik zabierakowy, 2 – śrubowy podajnik poziomy, 3 – obudowa, 4 – kanał górny (roboczy), 5 – kanał dolny (powrotny), 6 i 7 – koła łańcuchowe, 8 – zabierak z wkładką gumową

nym jest ciągną (łańcuch) o zamkniętym obwodzie, do którego przytwierdzone są w jednakowych odstępach zabieraki. Ze względów konstrukcyjnych można je podzielić na dwa zasadnicze rodzaje:

– przenośniki zgarniakowe z rynną o przekroju zamkniętym z trzech stron (dno i dwa boki);

- przenośniki z rynną o przekroju prostokątnym zamkniętym i łańcuchem złożonym ze specjalnie ukształtowanych ogniwi i zgrzebeł całkowicie zanurzonych w warstwie przemieszczanego materiału.

Proces przemieszczania w przenośnikach zabierakowych odbywa się dzięki przesuwaniu się cięgna z przytwierdzonymi zabierakami w kanale roboczym - rynnzie (rys. 27). Typowym przykładem jest urządzenie przeznaczone do przemieszczania ziarna i kłosów w kombajnie Bizon (rys. 28).

Pomimo powszechnego stosowania przenośników zabierakowych do przemieszczania ziarna - i identycznych metod badań, jak w przypadku przenośników śrubowych - nieliczne publikacje poświęcone są badaniom wpływu czynników materiałowych ziarna i konstrukcyjno-eksploatacyjnych przenośnika na jego podstawowe parametry (wydajność, energochłonność i ilości mechanicznych uszkodzeń przemieszczanego ziarna).

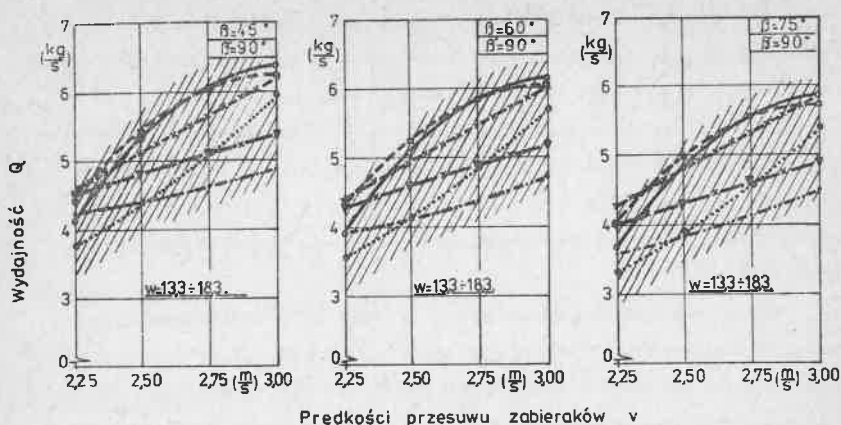
Wydajność przenośników zabierakowych

Wydajność przenośnika zabierakowego określana jest [1, 2, 6, 10, 14, 28, 41, 66, 68, 73, 90, 97] wzorem:

$$Q_z = \dot{V} \cdot q \cdot \psi = s_z \cdot v_z \cdot q \cdot \psi, \quad (19)$$

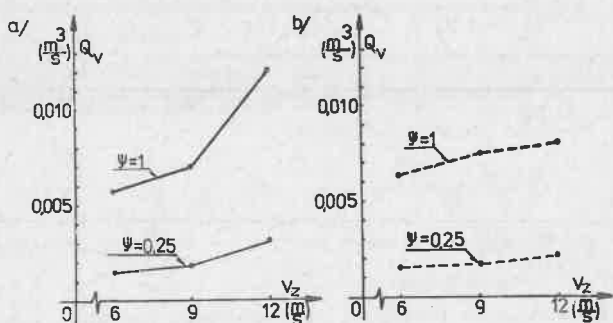
gdzie: s_z - powierzchnia zabieraka [m^2]; v_z - prędkość przemieszczania zabieraka [$m \cdot s^{-1}$].

Jest to półempiryczna zależność uwzględniająca wszystkie z wymienionych już uprzednio czynników, a na szczególną uwagę zasługuje prędkość przesuwu zabieraków oraz kąt β pochylenia przenośnika względem poziomu. Właśnie wpływ tych parametrów na wydajność przenośnika ilustruje rysunek 29 (przykład dotyczy kombajnu Bizon Super). Przeprowadzona analiza wariancji wykazała, że decydującą rolę odgrywała prędkość przesuwu zabieraków, znacznie mniejszą - kąty ustawienia przenośnika (rys. 29). Tym niemniej w miarę wzrostu kąta nachylenia przenośnika malała jego wydajność. Analiza graficznych zależności $Q = f(v, \beta, \beta')$ wykazała zbliżony charakter przebiegów funkcji dla gatunków ziarna, których fizyczne i mechaniczne właściwości są zbliżone. Przykładem mogą być: jęczmień, pszenica i żyto.



Rys. 29. Wydajność przenośnika zabierakowego w funkcji v , w , β , β' dla różnych gatunków ziarna

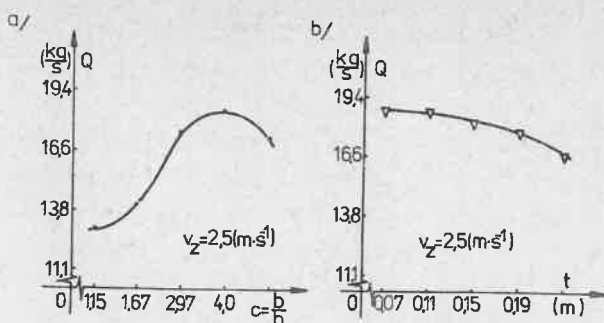
—●— — jęczmień; ▽—x—▽ — kukurydza; ●—...—● — owies;
 ■—...—■ — pszenica; ●●●● — rzepak; x—x—x — żyto



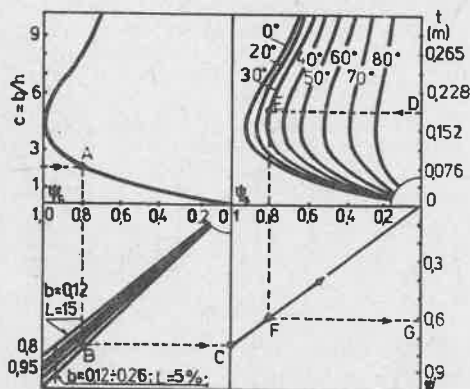
Rys. 30. Zmienność wydajności objętościowej w funkcji prędkości przemieszczania zabieraków i współczynnika napełnienia przenośnika dla:
 a — ziarna kukurydzy, b — ziarna soi (wg Halla)

Rysunek 30 przedstawia podobne zależności co rysunek 29, ale dotyczące kukurydzy i soi [44].

Porównanie obu ilustracji świadczy o dużej zgodności rezultatów różnych doświadczeń [16, 28, 44]. Wynikające z nich konkluzje są w zasadzie zgodne. Pewne różnice dotyczą jedynie prędkości przesuwu zabieraków, która u Halla dochodziła do $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z uwagi na znaczną siłę odśrodkową pojawiającą się na kołach napędowych.



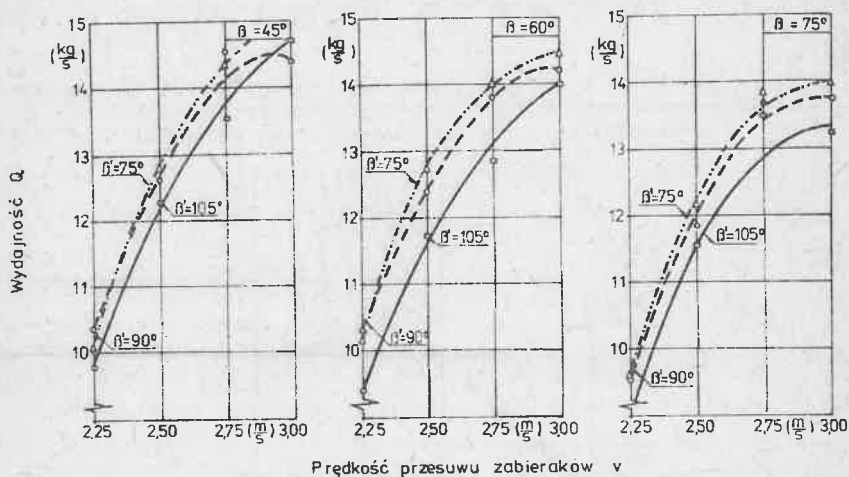
Rys. 31. Zależność wydajności przenośnika zabierakowego od stosunku b/h przy $s=\text{const}$, $v_z=2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $t=0,19 \text{ m}$ - diagram a; oraz od t przy $s=\text{const}$ i $v_z=2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ - diagram b (wg Borisowa)



Rys. 32. Nomogram dla określania wartości współczynnika, napęnienia przenośnika zabierakowego (wg Borisowa)

Wszechstronną ocenę wydajności omawianego typu przenośnika, uwzględniającą szerokie jej uwarunkowania, wykonał Borisow [7]. Wykryzstał do tego celu specjalnie skonstruowane stanowisko, umożliwiające zmiany: kąta pochylenia przenośnika, luzu między obudową a krawędziami bocznymi zabieraków, odległość pomiędzy zabierakami i kształtu geometrycznego zabieraków. Do badań użył pszenicy o wilgotności 15,3% i gęstości $700 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Wyniki, charakteryzujące wpływ podziałki zabieraków i stosunku szerokości zabieraka do jego wysokości, przedstawia rysunek 31. Dziełem tegoż autora jest nomogram umożliwiający określenie wartości współczynnika napęnienia przenośnika zabierakowego (rys. 32).

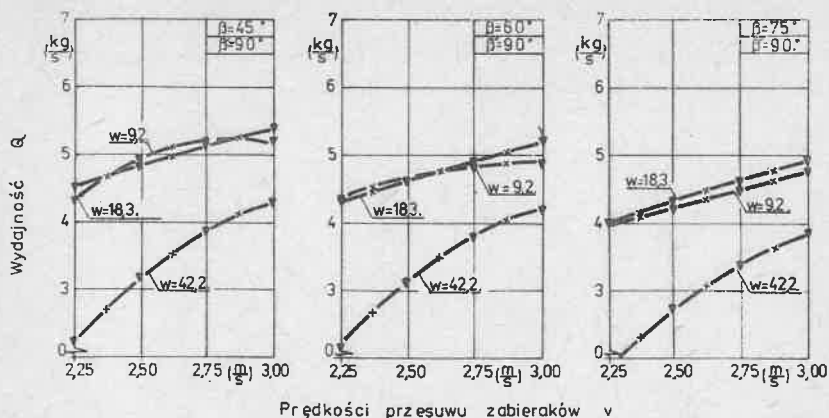
Autorzy niniejszego opracowania osiągnęli także interesujące rezultaty [35, 38] badając konstrukcję prototypową (rys. 27). Eksperymenty wykazały trafny dobór wielkości i wymiaru elementów roboczych. Popieszenie zdolności zasilania oraz zastosowanie zabieraków o odpowiednim stosunku b/h równym 2 pozwoliło na uzyskanie wydajności przenośnika ponad $10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ przy prędkościach przesuwu zabieraków nie przekraczających $2,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (rys. 33). Wprowadzenie wymienionych zmian nie



Rys. 33. Zmienność wydajności Q w funkcji prędkości zabieraków (v) i kątów pochylenia zabierakowego układu przemieszczania o zwiększonej przepustowości

spowodowało natomiast istotnego wzrostu współczynnika napełnienia przenośnika, który kształtował się – podobnie jak w konstrukcji typowej – na poziomie $\psi = 0,30-0,45$. Popieszyło natomiast inne parametry, o których będzie mowa w kolejnych rozdziałach.

W cytowanej literaturze nie znaleziono wyczerpującej analizy dotyczącej wpływu czynników mechanicznych na wydajność przenośników ciągnowych, w tym i zabierakowych. Tylko w nielicznych publikacjach przedstawiono wyniki badań dotyczące wpływu gatunku ziarna i jego wilgotności na wydajność omawianej konstrukcji [16, 28, 32, 36]. Przykład takiej zależności ilustruje rysunek 34. Wydaje się, że właśnie wilgotność odgry-



Rys. 34. Wpływ wilgotności ziarna kukurydzy na wydajność przenośnika zabierakowego

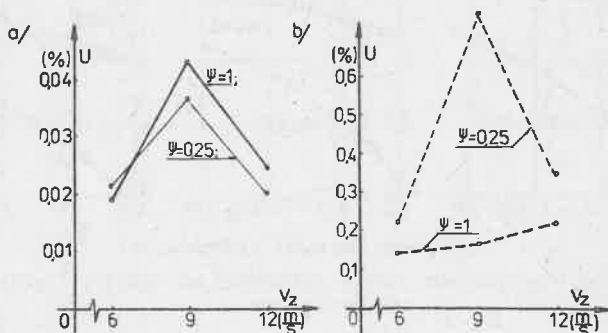
wa dominującą rolę, bowiem z cechą tą związana jest gęstość usypowa oraz współczynnik tarcia.

Ziarno danego gatunku o wilgotności do 25% wykazuje przybliżoną gęstość usypową oraz współczynnik tarcia. Sugeruje to, że wydajności przemieszczania nasion w zakresie ich wilgotności $\leq 25\%$ nie różnią się istotnie między sobą (rys. 29). Dopiero przekroczenie rzeczonych 25% powoduje istotne obniżenie napełnienia przenośnika, a zatem i jego wydajności. Potwierdzeniem tego są wyniki, jakie uzyskano z ziarnem kukurydzy. Rezultaty osiągnięte przez przenośnik zabierakowy pracujący z nasionami kukurydzy o wilgotnościach 9,2-18,3% są znacznie wyższe w porównaniu do analogicznych parametrów osiągniętych przy wilgotności 42,2% (rys. 34).

Proces uszkodzeń ziarna podczas przemieszczania przenośnikami zabierakowymi

Przenośniki zabierakowe, podobnie jak śrubowe, transportując ziarno powodują jego mikro- i makrouszkodzenia. Pozostaje tylko wyjaśnić czy natura i uwarunkowania tych uszkodzeń są identyczne z już opisanymi (dla przenośników śrubowych). Szereg badań pozwala na wszechstronną analizę całego zagadnienia. Przyjrzyjmy się wybranym testom.

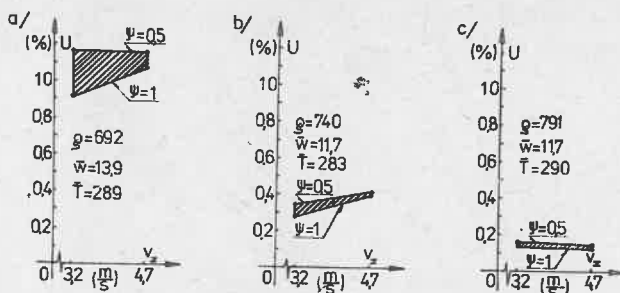
Fiscus, Foster, Kaufmann [24] oraz Hall [44] oznaczali związek między liczbą uszkodzeń ziaren a prędkością elementów roboczych przenośnika, gatunkiem, wilgotnością i temperaturą nasion kukurydzy, pszenicy i soi.



Rys. 35. Zależność uszkodzeń ziarna: a – soi, b – kukurydzy od prędkości przesuwu zabieraków i stopnia napełnienia przenośnika (wg Halla)

Rysunek 35 stanowi ilustrację dociekań Halla, dotyczących wpływu prędkości przesuwu zabieraków i stopnia napełnienia na ilość uszkodzeń ziarna soi (o wilgotności 14%) i kukurydzy (o wilgotności 19,7%). To co można z niego odczytać budzi wiele wątpliwości. Po pierwsze – co już zostało stwierdzone w poprzednim rozdziale – zbyt duża prędkość przesuwu elementów roboczych, nie zalecana w normalnych warunkach pracy. Po drugie – nie sprecyzowano jakiego typu uszkodzenia mają miejsce w analizowanym przypadku. Mikro-, makro-, czy wreszcie oba te uszkodzenia sumarycznie? Po trzecie – z danych wcale nie wynika, że w miarę wzrostu prędkości przesuwu elementów roboczych wzrastają ilości uszkodzeń przemieszczanego ziarna, a zostało to dowiedzione przez większość badających tę problematykę [2, 16, 24, 28, 31, 35, 55].

Foster, Fiscus i Kaufmann przeprowadzili z kolei interesujące eksperymenty nad wpływem właściwości materiałowych przemieszczanego ziarna na ilość jego uszkodzeń wywołanych pracą przenośnika. Przedmiotem analizy wymienionych autorów było określenie w jakim stopniu cechy gatunkowe oraz wilgotność i temperatura ziarna, a także prędkość przesuwu zabieraków i stopień napełnienia przenośnika wpływają na powstawanie



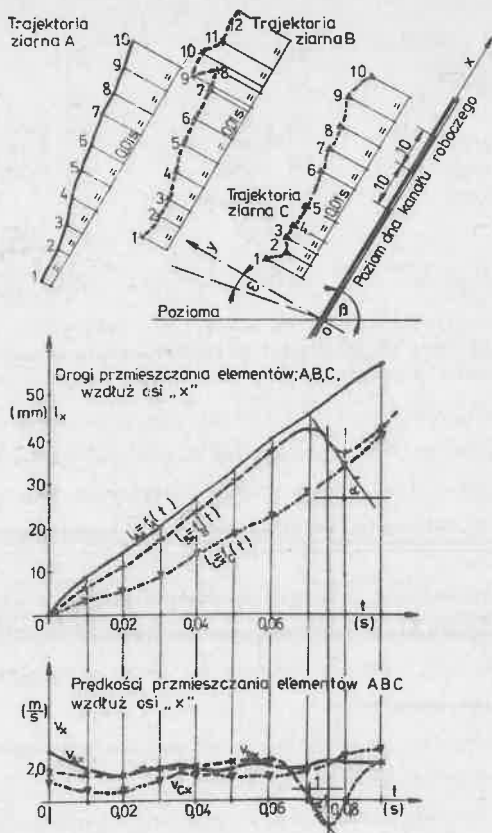
Rys. 36. Średnie ilości uszkodzeń ziarna: a – kukurydzy, b – pszenicy, c – soi, w zależności od prędkości przemieszczania elementów roboczych i współczynnika napełnienia (wg Fiscusa, Fostera, Kaufmanna)

uszkodzeń mechanicznych (rys. 36). Okazało się, że cechy gatunkowe ziarna mają znaczny wpływ na ilość powstających uszkodzeń. Najdelikatniejsze okazało się ziarno kukurydzy, mniej wrażliwe – ziarno soi. Najniższe uszkodzenia zarejestrowali autorzy w ziarnie pszenicy, nie komentując przebiegu zjawiska.

Obszerne badania nad procesem uszkodzeń ziarna w czasie przemieszczania przenośnikiem zabierakowym przeprowadzili Gieroba i Dreszer [16, 31, 35, 36, 39], stosując opisaną już technikę fotograficzną. Przedmiotem ich analizy było:

- określenie głównych przyczyn i mechanizmu powstawania mikro- i makro uszkodzeń przemieszczanego ziarna;
- zbadanie wpływu podstawowych czynników eksploatacyjno-konstrukcyjnych przenośnika na ilości uszkodzeń ziarna;
- oznaczenie wpływu podstawowych właściwości mechanicznych przemieszczanego ziarna na ilości uszkodzeń.

Okazało się, że przenośnik zabierakowy uszkadza ziarna w sposób identyczny jak śrubowy – w wyniku zakleszczania się nasion pomiędzy krawędziami zabieraka a ścianą obudowy przenośnika (rys. 37, trajektoria B, punkty 7-10). W punkcie 8 nastąpiło pęknięcie ziarna, jego szczątki odprysnęły w kierunku przeciwnym do ruchu masy i zabieraka. Oczywiście nie wszystkie ziarna, które dostaną się pomiędzy zabierak a obudowę zostają uszkodzone, ale przemieszczają się znacznie wolniej do momentu aż kolejna partia ziarna lub zabierak nada im dodatkową energię, w wyniku której zaczną się ponownie szybciej przemieszczać.

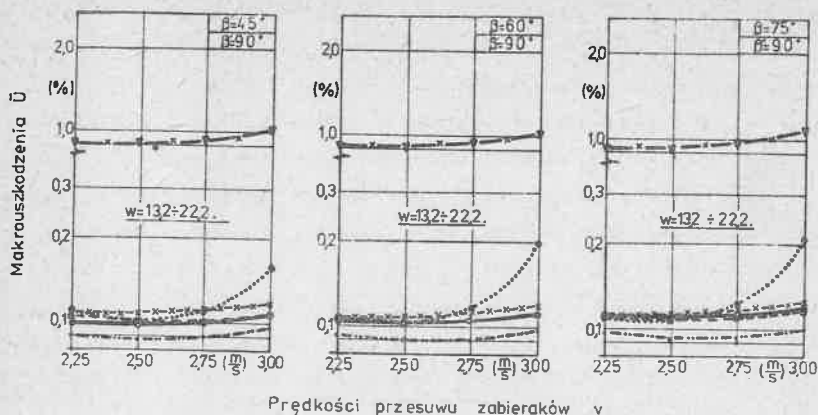


Rys. 37. Charakterystyka ruchu elementów masy (A, B, C) w przenośniku zabierakowym przy prędkości zabieraka, $v = 2,25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$

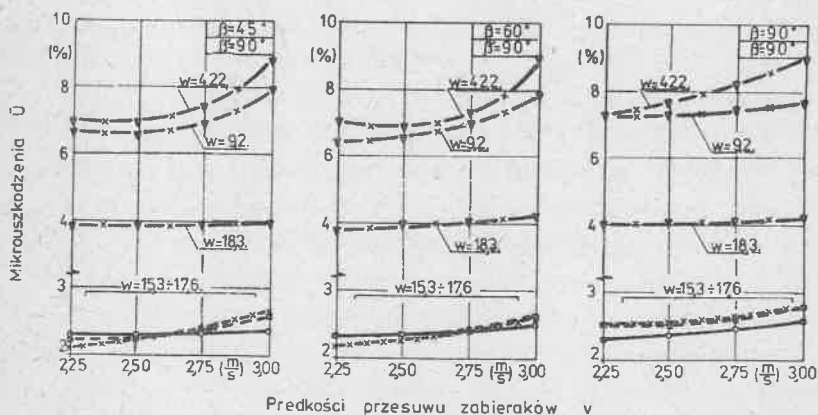
Czymiki konstrukcyjno-eksploatacyjne nie miały większego znaczenia w uszkodzaniu transportowanych nasion; świadczą o tym testy urządzenia typowego oraz prototypu o odmiennych parametrach.

Podolną zależność zaobserwowano w odniesieniu do prędkości zabieraków i kąta pochylenia urządzenia w czasie pracy (rys. 38 i 39), chociaż dał się zauważyć niewielki wzrost mikro- i makrouszkodzeń wraz ze wzrostem szybkości i kątów.

Dominujący wpływ okazały się mieć cechy mechaniczne, głównie wilgotność i gatunek ziarna (rys. 38 i 39). Najwyższą odporność na makro-



Rys. 38. Zależności makrouszkodzeń przemieszczanego ziarna różnych gatunków od prędkości przesuwu zabieraków i kąta pochylenia przenośnika
 ●—● — jęczmień; ▼—x—▼ — kukurydza; ●—...—● — owies;
 ■—-—■ — pszenica; ●●●● — rzepak; x—x—x — żyto



Rys. 39. Zależności makrouszkodzeń przemieszczanego ziarna od prędkości przesuwu zabieraków i kąta pochylenia przenośnika
 ●—● — jęczmień; ▼—x—▼ — kukurydza; ■—-—■ — pszenica;
 x—x—x — żyto

uszkodzenia wykazało ziarno owsa. W określonych warunkach badań procent jego uszkodzeń nie przekraczał 0,13 (rys. 38). Również znaczną wytrzymałością charakteryzowały się pozostałe trzy gatunki zbóż – jęczmień, pszenica i żyto, pomiędzy makrouszkodzeniami których nie stwierdzono istotnych różnic, a wartości ich nie przekraczały 0,17%. Taka

ilość makrouszkodzeń jest dopuszczalna przez SMRiL (0,2%) dla tego typu przenośników. Poza tę granicę, choć nieznacznie, wykroczyła ilość defektów ziaren rzepaku (w skrajnych przypadkach 0,25%). Najbardziej podatne na makrouszkodzenia okazało się ziarno kukurydzy. Przemieszczane przenośnikiem zabierakowym, mając trzy wilgotności (9,2%; 18,3%; i 42,2%) wykazywało zróżnicowaną odporność na makrouszkodzenia, przy czym procent uszkodzeń był znacznie wyższy dla skrajnych wilgotności.

Ilości mikrouszkodzeń ziarna jęczmienia, pszenicy i żyta przedstawiono na rysunku 39. Wahwały się one w granicach 1,6-3,0%, a najwięcej ich stwierdzono w ziarnie kukurydzy. Procent uszkodzeń nasion o wilgotności 18,3% wynosił od 3,6-4,2%, natomiast dla ziarna o wilgotności 9,2 i 42,2% odpowiednio 5,8 i 9,8% (rys. 39).

Energochłonność procesu przemieszczania przenośnikami zabierakowymi

Przenośniki zabierakowe – w odróżnieniu od innych typów urządzeń przemieszczających – posiadają szereg zalet, z których należy wymienić stosunkowo niewielką energochłonność przemieszczania i minimalne skłonności do zapchań. Są oczywiście i wady, np.: znaczna amplituda obciążeń ciągną, będąca wynikiem przyspieszeń pochodzących od koła napędowego; wydłużanie się łańcucha (ciągną) itp. Zjawiska te są wynikiem obciążeń statycznych i dynamicznych elementów roboczych przenośnika.

Teoretyczne rozważania dotyczące rozkładu sił i naprężeń w ciągnach przenośników zabierakowych prowadzone były między innymi przez Antonia [1], Borisowa [7], Brózdę, Pastucha, Patrzyka [9], Dmitrewnieckiego [14], Goździeckiego, Świątkiewicza [41], Rynika, Dolipskiego [79] i innych [18, 43, 48]. Rozkład tych sił przedstawiono na rysunku 40.

Warunkiem stabilnej pracy zabieraków w kanale roboczym jest wytworzenie odpowiednio wystarczającego napięcia wstępnego równego:

$$F_{\min} = \frac{\sin \beta + \mu \cos \beta}{\operatorname{tg} \epsilon'} \cdot \frac{h}{t'} \cdot G, \quad (20)$$

gdzie:

$F_{\min}$ – napięcie wstępne ciągną [N],

- t' – podziałka ogniw łańcucha [m],
 ε' – kąt odchylenia zabieraka w
wyniku oporów stawianych
przez przemieszczane ziarno [°].

W czasie pracy przenośników w
ciągnach czynnych i biernych oprócz
wspomnianych wyżej naprężeń, wy-
stępują również inne, będące wyni-
kiem oporów ruchu, zginania i odgi-
niania cięgna przy przewijaniu się na
kole napędowym.

Do sumarycznych obliczeń naprężeń niektórzy autorzy zalecają sto-
sowanie 10% zwwyżki sumy pozostałych oporów [1, 9, 14, 28, 41, 66,
68, 73].

Moc silnika niezbędna do napędu przenośnika zabierakowego najczę-
ściej określana jest półempirycznym wzorem w postaci:

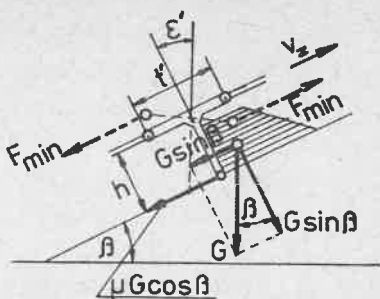
$$N = \xi \frac{Q \cdot g}{\eta_s} \cdot (1 \cdot \Omega \pm H), \quad (21)$$

gdzie:

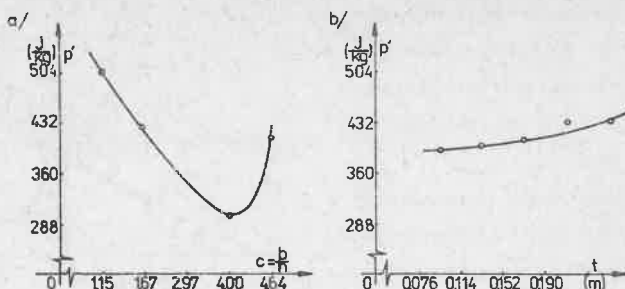
- H – wysokość podnoszenia [m],
 η_s – współczynnik sprawności,
 ξ – współczynnik zapasu mocy.

O energochłonności procesu przemieszczania w przenośnikach zabie-
rakowych, decydują identyczne czynniki jak w śrubowych i innych typach
przenośników mechanicznych.

Należy podkreślić, że proces transportu przenośnikami cięgowymi,
w tym i zabierakowymi, nie został dostatecznie zbadany. Do nielicznych
opracowań, w których rozważania teoretyczne zostały zweryfikowane eks-
perymentem należy praca Borisowa [7]. Celem jego doświadczeń było
określenie wpływu kształtu zabieraków i odległości między nimi (podział-
ki) na energochłonność urządzenia. Wynikiem tych badań są wykresy za-
mieszczone na rysunku 41.



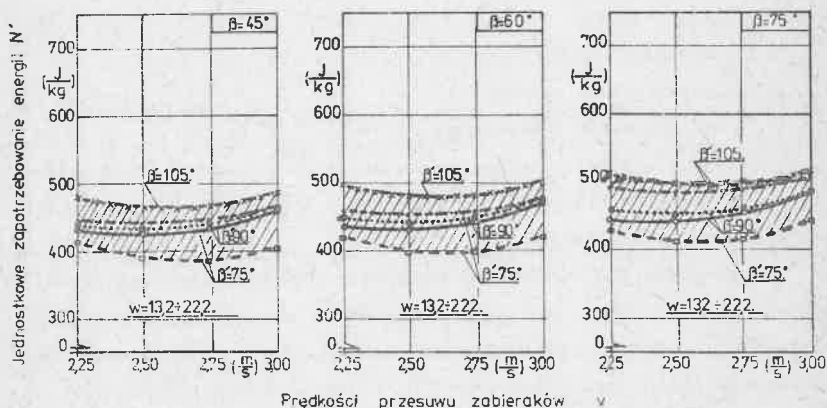
Rys. 40. Rozkład sił w zabieraku
pod naciskiem materiału



Rys. 41. Zależność jednostkowego zapotrzebowania energii N' od stosunku $c = b/h$ - diagram a i podziałki t - diagram b, przy $s = \text{const}$, $v_z = 2,5 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ (wg Borisowa)

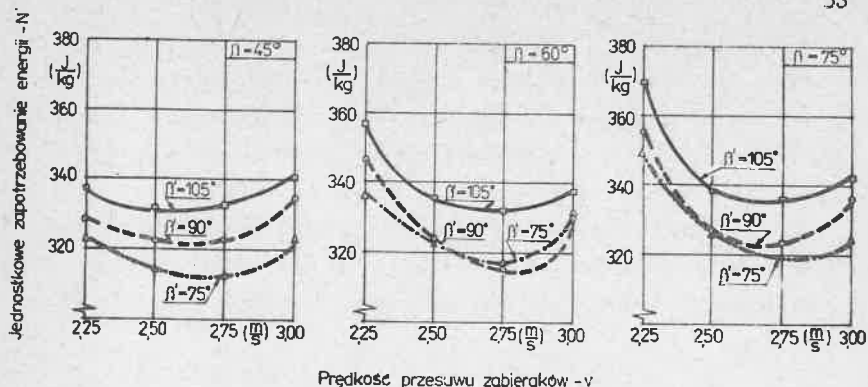
Analiza krzywych pozwala stwierdzić, że pod względem energochłonności najkorzystniejsze wyniki uzyskuje się przy zastosowaniu zabieraków, w których stosunek szerokości do wysokości ($c = b/h$) zawarty jest w przedziale 2,5-4,5, a podziałka (t) - 0,12-0,16 m.

Także i autorzy prezentowanego czytelnikom opracowania zajmowali się energochłonnością przenośników zabierakowych w funkcji prędkości przesuwu i kształtu zabieraków, kąta pochylenia urządzenia, gatunku i wilgotności ziarna [32, 35, 36]. Rezultaty przedstawiają rysunki 42-44. Analizując

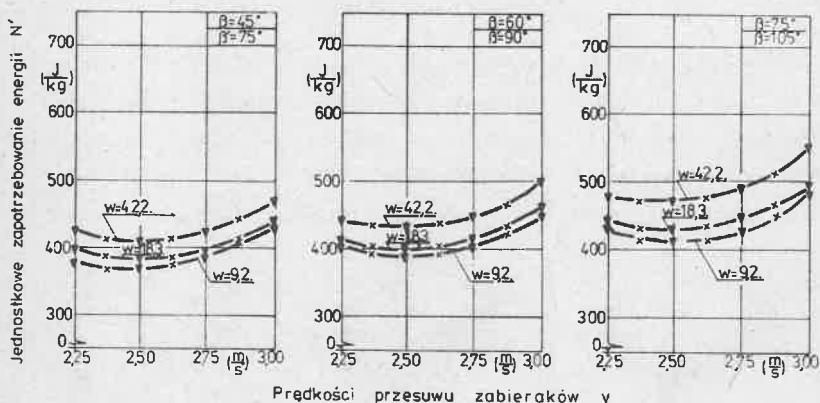


Rys. 42. Zależności jednostkowego zapotrzebowania energii przenośnika zabierakowego kombajnu Z 058, przy przemieszczaniu różnych gatunków ziarna, od prędkości przesuwu zabieraków i kąta pochylenia przenośnika

● — ● — jęczmień; ● — — — ● — owies; ■ — — — ■ — pszenica;
 ● ● ● ● — rzepak; x — x — żyto



Rys. 43. Zmienność funkcji $N' = f(v, \beta, \beta')$



Rys. 44. Wpływ wilgotności ziarna kukurydzy na energochłonność procesu przemieszczania przenośnikiem zabierakowym

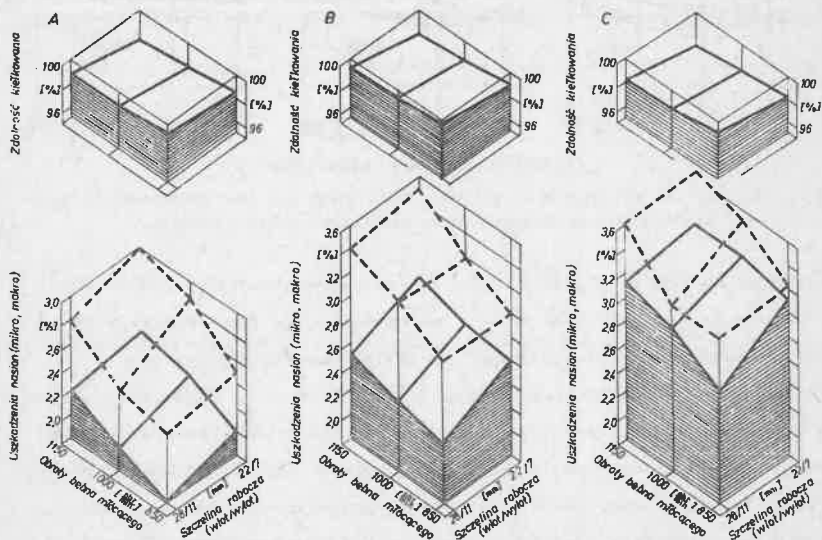
przebiegi funkcji $N' = f(Q, v, \beta, \beta')$ w całym przedziale stosowanych prędkości ($v_z = 2,25-3,00 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) stwierdzono, że charakteryzowały się one typowym rozkładem siodłowym, z ekstremum znajdującym się w zakresie prędkości zabieraków między $2,50-2,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Największy wpływ na energochłonność transportu miał kształt zabieraków (wartość c). Podczas przemieszczania ziarna pszenicy (o identycznych cechach) przenośnikiem typowym kombajnu Z 056 i prototypowym rejestrowano o 100-150 $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ mniejszą energochłonność na korzyść prototypu. Wzrost kąta pochylenia przenośnika powodował zmniejszenie wydajności i niewielki

spadek poboru mocy. W konsekwencji przesunięcie jednostki masy przy większym kącie pochylenia układu wymagało wyższego jednostkowego zużycia energii. Na podstawie przedziałów Tukeya stwierdzono, że najmniej istotne różnice w jednostkowych nakładach energetycznych, wynikające z kątów ustawienia układu, nie przekraczały $26 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Gatunek ziarna nie miał żadnego znaczenia dla energochłonności pracy przenośnika kombajnu Z 058 (rys. 42 i 44), natomiast wpływ wywierała wilgotność nasion (rys. 44), szczególnie niekorzystny powyżej wartości 25%.

USZKODZENIA NASION W PRZENOŚNIKACH A ZDOLNOŚĆ ICH KIEŁKOWANIA

Uszkodzenia transportowanych ziaren muszą w jakiś sposób odbić się na ich jakości biologicznej mierzonej energią i zdolnością kiełkowania. Zależności, jakie udało się autorom w toku badań oznaczyć, są zilustrowane na rysunku 45. Oczywiście obniżenie jakości nasion w miarę wzrostu liczby uszkodzeń zobowiązuje do należytej troski o dobór odpowiednich



Rys. 45. Zmienność energii i zdolności kiełkowania od ilości mechanicznych uszkodzeń ziarna pszenicy cv Grana
 — — — — — makrouszkodzenia; - - - - - mikrouszkodzenia

typów przenośników i ich warunków pracy wtedy, gdy transportowane ziarno jest przeznaczone na reprodukcję, jest materiałem siewnym. Podkreślny — uszkodzenia są nieuniknione, ale można je sprowadzić do minimum.

OGÓLNA OCENA STANU BADAŃ PRZENOŚNIKÓW ŚRUBOWYCH I ZABIERAKOWYCH

Przegląd rozważań teoretycznych i badań eksperymentalnych nad procesem przemieszczania przenośnikami śrubowymi i zabierakowymi pozwala stwierdzić, że przeważająca część publikacji dotyczy problematyki związanej z tymi pierwszymi. Nieliczne z dostępnych opracowań dotyczą zjawisk zachodzących w przenośnikach zabierakowych.

Analizując opracowania różnych autorów stwierdzono, że istnieją poważne rozbieżności między uzyskiwanymi wynikami teoretycznymi a doświadczalnymi, co podkreśla duże znaczenie eksperymentów. Należy w tym miejscu zwrócić raz jeszcze uwagę na fakt, że badania wykonane w różnych ośrodkach naukowych, ze względu na odmienne metodyki, aparaturę pomiarową i różne gatunki ziarna, są mało porównywalne. Celem autorów niniejszego tekstu było między innymi opracowanie i znalezienie ogólnych współzależności między wynikami zamieszczonymi w cytowanych pracach.

Dostępne źródła wykazały również brak badań przenośników pracujących przy kątach nachylenia rzędu $60-90^{\circ}$.

Należy tu podkreślić, że w literaturze nie zostały dotąd wystarczająco dokładnie określone mechaniczne właściwości podstawowych gatunków ziarna i ich wpływ na wydajność i energochłonność procesu przemieszczania, a szczególnie na proces powstawania uszkodzeń. Próbą uzupełnienia, w jakiejś mierze, tej luki są badania autorów prezentowanego tekstu.

Istotną informacją jest określenie wpływu mikro- i makro uszkodzeń ziarna powstałych w procesie przemieszczania na ich wartość biologiczną.

Oczywiście nie sposób w ramach jednego, stosunkowo skromnego opracowania monograficznego uzupełnić wszystkie braki, nierozwiązane problemy, jakie istnieją wśród zagadnień stanowiących przedmiot rozważań zawartych w tym tomiku. Zestaw tych wciąż niepodjętych kwestii zawarliśmy w tabeli 2, licząc że będzie ona pomocna wszystkim tym, którzy interesują się tą tematyką.

Tabela 2. Wybrane czynniki i ich wpływ na podstawowe parametry pracy przenośników śrubowych i zabierakowych opracowane na podstawie literatury i badań własnych

Typ przenośnika	Czynniki	Parametry pracy przenośników		
		wy- daj- ność	mikro- i makro- uszkodze- nia prze- mieszcza- nego ziarna	energo- chłonność procesów przemiesz- czania
Śru- bowy	Obroty zwoju śrubowego	+	-	+
	Średnica zwoju śrubowego	+	-	-
	Skok zwoju śrubowego	+	o	-
	Stosunek skoku do średnicy	+	o	-
	Współczynnik napelnienia	+	+	+
	Luz względny	+	+	+
	Kąt pochylenia przenośnika	*	-	+
	Wielkość kanału zasilającego	+	o	o
	Długość przenośnika	-	+	+
	Wilgotność ziarna	+	+	+
	Temperatura ziarna	-	+	-
	Gatunek ziarna	+	+	-
	Współczynnik tarcia	o	o	o
Zabie- rakowy	Prędkość przemieszczania zabieraków	+	-	-
	Stosunek szerokości do wysokości zabieraków	+	-	+
	Współczynnik napelnienia	+	+	+
	Luz względny	+	o	o
	Kąt pochylenia przenośnika	+	-	-
	Podziałka zabieraków	+	o	-
	Długość przenośnika	-	+	+
	Wilgotność ziarna	+	+	+
	Temperatura ziarna	-	+	-
	Gatunek ziarna	-	+	-
	Współczynnik tarcia	o	o	o

(+) wpływ istotny; (-) wpływ nieistotny; (o) brak danych z badań eksperymentalnych.

WNIOSKI

Przegląd dostępnej literatury przedmiotu oraz badania własne uważniają do następujących wniosków:

1. W celu zapewnienia ciągłości procesu technologicznego w kombajnie zbożowym (lub innym urządzeniu) układ przemieszczania ziarna powinien spełniać następujące warunki:

- charakteryzować się odpowiednią wydajnością, większą o około 20% od założonej dla całej maszyny,
- cechować się stosunkowo małą energochłonnością procesu,
- powodować możliwie najmniejsze ilości mechanicznych uszkodzeń ziarna w czasie przemieszczania,
- odznaczać się prostą konstrukcją, łatwością obsługi i wysoką niezawodnością.

Wymienione warunki winny być traktowane jako podstawowe kryterium oceny i przydatności przenośników ziarna.

2. Przenośniki zabierakowe charakteryzują się korzystniejszymi parametrami pracy (wydajność, energochłonność) oraz powodują znacznie mniejsze ilości uszkodzeń przemieszczanego ziarna w porównaniu z przenośnikiem śrubowym.

3. Proces przemieszczania należy realizować przy możliwie najmniejszej ilości zmian kierunku podawania ziarna i liczbie członów urządzenia. W przeciwnym wypadku dochodzi do obniżenia współczynnika napełnienia przenośników oraz ich zapchania, powodującego przerwy w pracy, obniżającego wydajność.

4. Najkorzystniejsze warunki pracy śrubowego układu przemieszczania zaobserwowano przy stosunku skoku zwoju śrubowego do jego średnicy (S/D) równym 0,8-1,5 oraz luzie względnym między obudową a zwojem śrubowym wynoszącym 5-10%.

5. Przenośnik śrubowy uzyskuje optymalne wskaźniki pracy w zakresie prędkości obwodowych zwoju śrubowego wynoszących $3-6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

6. Przenośnik śrubowy osiąga najwyższe wartości napełnienia przy odsłoniętych 5-6 pełnych zwojach.

7. Mankamentem przenośników śrubowych pracujących przy znacznym nachyleniu względem poziomu jest podatność do zapchań i przeciążeń elementów napędowych w czasie rozruchu.

8. Optymalny zakres prędkości przesuwu zabieraków w przenośniku wynosi $1,5-3,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. W czasie badań własnych najkorzystniejsze efekty uzyskano w przedziale prędkości $2,50-2,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Przy wyższych szybkościach przesuwu zabieraków występują niekorzystne obciążenia dynamiczne.

9. Kształt elementów roboczych (zabieraków) w przenośniku zabierakowym na istotny wpływ na podstawowe parametry jego pracy (wydajność, energochłonność). Najlepsze wskaźniki uzyskuje się przy stosunku szerokości zabieraka do jego wysokości (b/h) wynoszącym 2-4, oraz podziałce między zabierakami (t) równej 0,12-0,16 m.

10. Mankamentem przenośnika zabierakowego są nierównomierne obciążenia ciągłych i wałków, na których są osadzone koła napinające i napędowe. Można to ograniczyć stosując optymalną prędkość oraz dokładne wykonanie elementów konstrukcji.

11. Największą odporność na uszkodzenia mechaniczne w procesie przemieszczania wykazywało ziarno owsa, mniejszą - jęczmienia, pszenicy i żyta. Najdelikatniejsze okazało się ziarno kukurydzy.

12. Główną przyczyną mechanicznych uszkodzeń przemieszczanego ziarna w obu typach przenośników są zakleszczenia między elementami roboczymi. Ograniczyć to można stosowaniem odpowiedniego luzu między elementami roboczymi (5-10%).

13. Ilości uszkodzeń przemieszczanego ziarna powstałych w identycznych warunkach pracy są 2-3-krotnie wyższe w przenośnikach śrubowych w porównaniu do zabierakowych.

14. Najmniej defektów ziarna w omawianych przenośnikach uzyskiwano transportując nasiona o wilgotności 17-25%.

15. Temperatura ziarna posiada określony wpływ na wzrost lub spadek ich odporności na uszkodzenia mechaniczne. Najmniej defektów rejestrowano przemieszczając ziarno o temperaturze 291-340 K. Wtedy mamy do czynienia ze wzrostem sprężystości wewnętrznej w ziarnie, zwiększającym jego odporność mechaniczną.

16. Mikro- i makrouszkodzenia ziarna powstałe w transporcie wywierają negatywny wpływ na wartość biologiczną nasion. Zmniejsza się ich zdolność i energia kiełkowania.

17. Stwierdzono, że w badaniach przemieszczania ziarna różnymi ty-

pami przenośników dużą pomocą jest kamera do szybkich zdjęć, umożliwiającą dokładną obserwację i analizę.

18. Przy stosowaniu nowych metod badań celowe staje się określenie współzależności umożliwiających porównanie wyników.

BIBLIOGRAFIA

1. Antoniak J., Obliczanie przenośników stosowanych w górnictwie, Wyd. "Śląsk", Katowice 1964.
2. Antropowski N. M., Szamow N. G., Utkin A. A., Issledowanie raboty łopastnych organow pri transportirowkie kombikormow, Mech. elektr. soc. sielsk. choz., 1972, 9, 41-42.
3. Arnold R. E., Combine threshing-efficiency, Farm. Mechaniz., 1964, 181, 25-26 i 29-31.
4. Arnold R. E., Die Bedeutung einiger Einflussgrößen die Arbeit der Schlagleistentrommel, Grund. Landtech., 1964, 21, 22-28.
5. Bobrow W. P., Proektirowanie zagruzoczno-transportnyh ustroistw k stankam i awtomaticheskim linijam, Izd. Maszinowstroj., Moskwa 1964.
6. Bodria L., Problemi tecnici ed organizzativi dei trasporti agricoli azindali ed extraziendali "Gruppo Giornalistico Dell'edagricole", Estratto da Genio Rurale, 1974, 1.
7. Borisow A. M., Opriedielenie koefficienta zapołnienija skrebkowych transportierow, Trak. i sielchozmasz., 1968, 8, 31-34.
8. Borisow A. M., Issledowanija wertikalnych sznekowych transporterow, Trakt. i sielchozmasz., 1972, 9, 25-27.
9. Brózda E., Pastucha L., Patrzyk P., Obliczanie oporów ruchu w przenośnikach płytowych, Prz. Mech., 1977, 2, 55-57.
10. Brózda E., Pastucha L., Patrzyk P., Obliczanie wydajności przenośników płytowych, Prz. Mech., 1977, 8, 269-271.
11. Brusewitz G. H., Persson S. P. E., Parametric study of factors influencing screw-conveyor throughput and power requirement, Trans. ASAE, 1969, vol. 12, 1, 51-54 i 59.
12. Byszewski W., Haman J., Gleba maszyna roślinna, PWN, Warszawa 1977.

13. Chmielewski H., Zastosowanie układu SI w technice, Wyd. MON, Warszawa 1972.
14. Dmitrewski J., Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych, T. 3, PWRiL, Warszawa 1978.
15. Dorywalski J., Wojciechowicz M., Bartz J., Metodyka oceny nasion, PWRiL, Warszawa 1964.
16. Dreszer K., Badania przenośników ziarna w kombajnach zbożowych, Praca doktorska, maszynopis, Akad. Rol., Lublin 1981.
17. Dreszer K., Technika szybkich zdjęć w analizie procesu przemieszczania przenośnikami mechanicznymi, Zesz. Nauk. P. Lub., 1982, C-3, 43-46.
18. Durow W. K. i inni, Maszyny dla pogruzki, rozgruzki i transporturowki sielskochozajstwiennych gruzow, Maszgiz, Moskwa 1962.
19. Elandt R., Statystyka matematyczna w zastosowaniu do doświadczalnictwa rolniczego, PWN, Warszawa 1964.
20. Ephremidis Ch., Schneckenförderer mit geschlossenem zylindrischen Trog, Fördern und Heben, 1959, 11.
21. Fąfara R., Wpływ niektórych zespołów mechanizmów kombajnów zbożowych na ich pracę, Roczn. Nauk Rol., 1958, Ser. C, T. 67, 2, 137-181.
22. Fąfara R., Analiza pracy przenośników ślimakowych transportujących materiały lodygowe, Zesz. Probl. Post. Nauk Rol., 1967, 69, 121-162.
23. Fąfara R., Biologiczne skutki mechanizacji zbioru i konserwacji ziarna zbóż, Mater. V Wydz. PAN dotyczące prognoz nauk rol. i leśnych w Polsce do roku 1985. Fragmenty kluczowego problemu perspektywniczego planu rozwoju nauki polskiej, 1969, 9, 165-202.
24. Fiscus D. E., Foster G. H., Kaufman H. H., Physical damage of grain caused by various handling techniques, Trans. ASAE, 1971, vol. 14, 3, 480-485.
25. Freiherr H., Fördervorgänge und Konservierungsverfahren für Getreide, Landtech., 1975, Jg. 30, 2, 62-64.
26. Frenzel D., Der Einfluss der Korbkonstruktion auf die Kornabscheidung in Dreschkorb, Wiss. Z. der Humboldt Univ. Berlin Math. Nat., XVII, 1968, 2, 319-327.

27. Gieroba J., Dreszer K., Uwagi o pracy śrubowych przenośników przeznaczonych do transportu ziarna, *Masz. Ciągniki Rol.*, 1977, 12, 10-15.
28. Gieroba J., Dreszer K., Uwagi o pracy łopatkowych przenośników przeznaczonych do transportu ziarna, *Masz. Ciągniki Rol.*, 1979, 1, 21-24.
29. Gieroba J., Dreszer K., Mechaniczne uszkodzenia ziarna w czasie transportu przenośnikami, *Masz. Ciągniki Rol.*, 1979, 4, 23-25.
30. Gieroba J., Dreszer K., Porównawcze badania przenośników ziarna stosowanych w kombajnach zbożowych, *Rocz. Nauk Rol.*, 1980, Ser. C, T. 74, 2, 17-31.
31. Gieroba J., Dreszer K., The mechanical damage of grain in paddle and screw conveyors, *Proc. II Internat. Conference on physical properties of agricultural materials and their influence on technological processes*, G8d8llo, Hungary, 26-28 August 1980.
32. Gieroba J., Dreszer K., Badania nad możliwością zwiększenia efektywności pracy przenośnika ziarna kombajnu zbożowego Z 056 Bizon Super, *Rocz. Nauk Rol.*, 1981, Ser. C, T. 75, 1, 9-18.
33. Gieroba J., Dreszer K., Badania układu przemieszczania ziarna w kombajnie zbożowym Z 060 Bizon Gigant, *Rocz. Nauk Rol.*, 1981, Ser. C, T. 75, 1, 59-68.
34. Gieroba J., Dreszer K., Analiza przyczyn powstawania mechanicznych uszkodzeń ziarna w przenośnikach śrubowych, *Masz. Ciąg. Rol.*, 1982, 5, 28-29.
35. Gieroba J., Dreszer K., Badania układu przemieszczania dla kombajnu zbożowego o zwiększonej przepustowości, *Rocz. Nauk. Rol.*, 1982 (w druku).
36. Gieroba J., Dreszer K., Przenośnik ziarna dla kombajnu o zwiększonej przepustowości, *Masz. Ciąg. Rol.*, 1982 (w druku).
37. Gieroba J., Dreszer K., Układ przemieszczania ziarna dla kombajnu zbożowego o zwiększonej przepustowości, *Mater. II Krajowego Sympozjum "Probl. bud. oraz eksploatacji masz. i urządzeń rol."*, Wyd. P. Warsz., 1982, 105-108.
38. Gieroba J., Dreszer K., Wybrane aspekty procesu przemiesz-

- czania przenośnikami śrubowymi, Roczn. Nauk Rol., 1982 (w druku).
39. Gieroba J., Dreszer K., Zętar J., Badania przenośników ziarna kombajnów zbożowych przy zastosowaniu kamery do szybkich zdjęć, Zesz. Probl. Post. Nauk Rol., 1981 (w druku).
 40. Głozman W. M., Baitalski A. R., Kogan-Wolman G., Pieremieszczenie ziarna spiralnymi konwierami, Mech. elektr. soc. sielsk. choz., 1979, 1, 20-22.
 41. Goździcki M., Świątkiewicz H., Przenośniki, WNT, Warszawa 1975.
 42. Gurjanow J. G., Opredelenie rozmiarow krugowej razgruznoj kamery wintowego transportera, Trakt. i selchozmasz., 1976, 5, 33-34.
 43. Gurow I. N. i inni, Konstruirowanie i proizwodstwo sielskochozajajstwiennych maszin, Maszgiz, Moskwa 1959.
 44. Hall G. E., Damage during handling of shelled corn and soybeans, Trans ASAE, 1974, vol. 17, 2, 335-338.
 45. Haman J., Szot B., Badania sił wiążących ziarno z kłosem, Roczn. Nauk Rol., 1974, Ser. C, T. 71, 2, 7-23.
 46. Ignatow W. M., O rabotie szniekowogo rozgruznika pod słojom massy, Trakt. i selchozmasz., 1969, 4, 25-26.
 47. Janczin S. K., O wlijanii wielicziny szaga chorizontalnogo sznieka na proizwoditelnost, Trakt. i selchozmasz., 1969, 4, 34-35.
 48. Kanafojski C., Narzędzia i maszyny rolnicze, T. II, PWRiL, Warszawa 1963.
 49. Kanafojski C., Karwowski T., Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych, T. II, PWRiL, Warszawa 1972.
 50. Klimowski Z., Uproszczona metoda obliczenia wydajności pionowych przenośników ślimakowych, Czas. Tech., 1978, 6, 33-37.
 51. Koller H., Der Einfluss der Einrichtungen für die Körnerbergung am Mähdrescher auf die Körnerübernahme in Transportfahrzeuge, Wiss. Z. der Humboldt Univ. Berlin Math. Nat., 1968, T. 17, 2, 339-341.
 52. Kolman R., Poradnik metrologa warsztatowego, WNT, Warszawa 1973.

53. Kolowca J., Badania nad wytrzymałością mechaniczną ziarna zbóż, Zesz. Nauk. Wyż. Szk. Rol. w Krakowie, 1972, 14, 49-56.
54. Kołmogorow A. N., Foundations of the theory of probability, New York 1950.
55. Konieczna M., Wpływ niektórych zespołów kombajnu Bizon Z 050 na uszkodzenia i właściwości biologiczne ziarna pszenicy, Roczn. Nauk Rol., 1978, Ser. C, T. 73, 4, 61-71.
56. Krinner L., Förder Einrichtungen und Hoftransportgeräte, Landtech., 1974, Jg. 29, 11, 492-494.
57. Kraśnikow W. W., Podiemno-transportnyje maszyny w sielskom chozajstwie, Sielchozdat., Moskwa 1973.
58. Kucyn L. M., Grigoriev A. M., O proizvoditelnosti wiertikalnych szniekow, Trakt. i selchozmasz., 1968, 4, 26-27.
59. Kucyn L. M., Omielniczenko A. A., K woprosu oprediczenija optimalnogo szaga gorizontalnogo szniekowego transportera, Trakt. i selchozmasz., 1968, 6, 28-29.
60. Lind A. W., Rezultaty ispitaniya transportierow na pieremieszczenie siemija kukuryzy, Mech. elektr. soc. sielsk. choz., 1968, 6, 28-30.
61. Ljuksin W. S., Teorija wintowych powierchnostiej w proektirowaniji razgruszczich instrumentow, Izd. Maszynostroj., Moskwa 1968.
62. Machowiak W., Urządzenia do mechanizacji przeładunku czterech zbóż, Biul. Inf. PIMR Poznań, 1970, 4, 13-31.
63. Machowiak W., Przenośniki ślimakowe. Masz. Ciąg. Rol., 1972, 3, 30-31.
64. Mohsenin N. N., Application of engineering techniques to evaluation of texture of solid, seed materials, J. of Tex., 1970, 1.
65. Mohsenin N. N., Wen P. R., Measurement of dynamic viscoelastic properties of corn horny endosperm, J. of Mater., 1970, 5.
66. Obertyński A., Przenośniki, WNT, Warszawa 1961.
67. Oktaba W., Elementy statystyki matematycznej i metody doświadczalnictwa, PWN, Warszawa 1974.
68. Oziemski S., Poradnik inżyniera mechanika, T. II, WNT, Warszawa 1969.

69. Patent nr 171430 z dnia 27.05.1974 (Polska), Sposób przesuwania surowca w prasach ślimakowych i urządzeniach do stosowania tego sposobu.
70. Patent nr 174453 z dnia 30.09.1974 (RFN), Przenośniki jednołańcuchowe.
71. Patent nr 174763 z dnia 11.10.1974 (RFN), Złącze dla zespołów ko-rytek przenośników, zwłaszcza dla łańcuchowych przenośników zgar-niakowych.
72. Persons J. O., Schweisow W. F., Burkhardt G. J., Fluid-flow analogy applied to auger conveyance of grain, Trans. ASAE, 1969, vol. 12, 5, 616-620.
73. Polański A., Mechanizacja wewnętrznego transportu, PWN, War-szawa 1976.
74. Pulczew J. K., Kononow B. W., Rasczet sznekowego wygruz-czika, Mech. elektr. soc. sielsk. choz., 1975, 11, 43-44.
75. Rademacher F. J. C., On seed damage in grain augers, J. Agricult. Eng. Res., 1981, vol. 26, 87-96.
76. Rademacher F. J. C., On possible flow back in vertical screw conveyors for cohesionless granular materials, J. Agricult. Eng. Res., 1981, vol. 26, 225-250.
77. Reinhard H., Kornerförderungs - systeme und ihre Beurteilung in der DLG - Prüfung, Landtech., 1973, 28, 16, 444-447.
78. Römer G., Urban W., Die Förderung von Halmgut durch Fö-rderschnecken, Landtech. Forsch. 1955, 2, 48-52.
79. Rynik J., Dolipski M., Nadwyżki w napędach łańcuchowych, Prz. Mech., 1977, 18, 625-628.
80. Sands J. D., Hall G. E., Damage to shelled corn during transport in a screw conveyor, Trans ASAE, 1971, vol. 14, 3, 584-586.
81. Schulze K. H., Kinematografische Untersuchung des Dreschvor-ganges in einer Schlagleistentrommel, Grund. Landtech., 1956, 7, 113-120.
82. Schulze K. H., Untersuchungen über der Dreschvorgang an ver-schieden Details Schlagleistungstrommeln, Grund. Landtech., 1964, 21, 30-32.

83. Smereczyński R., O pewnej teorii przemieszczania materiałów sypkich za pomocą przenośników ślimakowych w kombajnie zbożowym, Mater. Kraj. Sympozjum "Kierunki rozwoju maszyn do zbioru zbóż i słomy", Wyd. P. Warsz., 1978, 111-118.
84. Smereczyński R., Teoria przemieszczania materiałów przenośnikami ślimakowymi itp. warunków, Mater. Kraj. Sympozjum "Kierunki rozwoju maszyn do zbioru zbóż i słomy", Wyd. P. Warsz., 1978, 103-110.
85. Stachurski J., Przenośniki i kolejki linowe, PWN, Warszawa 1972.
86. Stein D. H., Die Eignung des Schneckenförderers für Steiltransport Landwirtschaftlicher Futtermittel, Deutsche Agrartech. 1970, 8, 359-361.
87. Strona J. G., Uszkodzenia nasion i sposoby zapobiegania ich występowaniu, Biul. IHAR, 1973, 5-6.
88. Strona J. G., Uszkodzenia nasion, przyczyny i zapobieganie, PWRiL, Warszawa 1977.
89. Styk B., Gieroba J., Wilczek M., Ważniejsze właściwości niektórych odmian pszenicy ozimej i żyta ozimego wpływające na kierunki rozwoju mechanizacji, KHiUR, Warszawa 1971.
90. Szmeler B. M., i inni, Sprowocznik konstruktora sielskochozajastwiennych maszin, T. 1, Wyd. GHTIML, Moskwa 1960.
91. Szot B., Grundas S., Grochowicz M., Metodyka określenia odporności ziarna zbóż na odkształcenia mechaniczne, Roczn. Nauk Rol., 1973, Ser. C, T. 70, 3, 129-141.
92. Tedder W., Neue Erkenntnisse zur Feststoff - Förderung in senkrechten Schneckenfördern, Fördern und Heben, 1974, 12, 1147-1150.
93. Virling A., Sinha G. L., Untersuchung zum Fördervorgang beim senkrechten Schneckenförderer, Fördern und Heben, 1960, 8, 8-11.
94. Wrona W., Matematyka, T. II, PWN, Warszawa 1969.
95. Wzór użytkowy nr 468779 z dnia 5.05.1971 (Polska), Przenośnik zgarniakowy.

96. Zaworski J., Badania testacyjne przenośnika ślimakowego WS-200 prod. POM w Braniewie, IBER, Warszawa 1973.
97. Zieliński Z., Dźwignice i urządzenia transportowe, PWSZ, Katowice 1970.