

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

ZESZYTY NAUKOWE NR 222

MECHANIKA 45

BYDGOSZCZ - 1999

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

ZESZYTY NAUKOWE NR 222

MECHANIKA 45

BYDGOSZCZ - 1999

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
prof. dr hab. Ojcumiła Stefaniak

REDAKTOR NAUKOWY
dr hab. inż. Maciej Woropay, prof. nadzw. ATR

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE
mgr Elżbieta Rudzińska, Zbigniew Gackowski

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6395

WYDAWNICTWA UCZELNIANE
AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ W BYDGOSZCZY

Wyd. I. Nakład 150 egz. Ark. aut. 8,15. Ark. druk. 10,25. Papier druk. kl. III.

Oddano do druku i druk ukończono w październiku 1999 r.

Uczelniany Zakład Małej Poligrafii ATR Bydgoszcz, ul. Ks. A. Kordeckiego 20
Zamówienie nr 13/99

Spis treści

| | |
|---|-----|
| 1. Tomasz Piątkowski, Janusz Sempruch – Model procesu zgarniania na przykładzie paczkowej maszyny rozdzielczej | 5 |
| 2. Tomasz Piątkowski, Janusz Sempruch – Zagadnienie udaru w procesie zgarniania paczek | 21 |
| 3. Eugeniusz Ranatowski – Zagadnienie oceny odporności na pękanie heterogenicznych połączeń spajanych | 35 |
| 4. Kazimierz Peszyński, Krzysztof Nowicki – Neuronowy model rozkładu prędkości strumienia wyjściowego w osiowosymetrycznym elemencie strumieniowym | 45 |
| 5. Adam Lipski – Numeryczne wyznaczanie trwałości zmęczeniowej dla i modelu pękania | 55 |
| 6. Adam Lipski – Wpływ metody obliczeń na wyniki oceny trwałości zmęczeniowej | 65 |
| 7. Andrzej Laskowski – Zmiana wilgotności powietrza przy zmianie jego ciśnienia | 75 |
| 8. Edmund Dulcet – Metoda i technika zakiszania zielonek z użyciem konserwantów | 89 |
| 9. Bogdan Żółtowski – Problematyka badań katedry maszyn roboczych i pojazdów | 99 |
| 10. Sławomir Augustyn, Bogdan Żółtowski – Diagnostowanie silnika turbinowego na podstawie analizy zużycia oleju | 113 |
| 11. Sławomir Augustyn, Bogdan Żółtowski – Źródła hałasu wytwarzanego przez śmigłowiec | 119 |
| 12. Tadeusz Dziubak Henryk Tylicki – Identyfikacja i predykcja stanu technicznego filtrów powietrza pojazdów mechanicznych | 135 |
| 13. Maciej Woropay, Andrzej Tomporowski – Analiza uszkodzeń obiektów technicznych eksploatowanych w systemie transportowym z punktu widzenia bezpieczeństwa | 153 |

MODEL PROCESU ZGARNIANIA NA PRZYKŁADZIE PACZKOWEJ MASZYNY ROZDZIELCZEJ

¹Tomasz Piątkowski, ²Janusz Sempruch

Wydział Telekomunikacji i Elektrotechniki ATR,

¹Zakład Inżynierii Poczty,

ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

Wydział Mechaniczny ATR,

²Katedra Sterowania i Konstrukcji,

ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

Artykuł przedstawia propozycję modelowania procesu zgarniania paczki przy użyciu zgarniaków wychyłowych z taśmowych przenośników rozdzielczych. Ciągły proces zgarniania poddano dyskretyzacji, wyodrębniono z niego etapy, które wyznaczają różne stany kinematyczno-dynamiczne paczki, w jakich może się ona znaleźć podczas zgarniania. Utworzony model pozwala na badanie i optymalizację procesu zgarniania.

Słowa kluczowe: proces zgarniania, zgarniak, modelowanie

1. WSTĘP

W węzłowych urzędach pocztowych, jak i w zakładach przemysłowych wielu branż zachodzi potrzeba sortowania ładunków w postaci opakowań jednostkowych tj. paczek. Zautomatyzowany rozdział strumienia paczek na poszczególne kierunki zgodnie z przeznaczeniem realizowany jest za pośrednictwem paczkowych maszyn rozdzielczych (dalej oznaczanych skrótem PMR) wplecionych w system przenośników zasilająco-odprowadzających rozdzielni paczkowej. Dotychczas wydajność maszyn rozdzielczych była zadowalająca. Wynikało to jednak ze spadku w ostatnich latach liczby nadawanych paczek, a nie z wysokiej wydajności PMR. Obecnie obserwowany jest jednak szybki wzrost ilości towarów przesyłanych od wytwórcy do odbiorcy bezpośrednio w opakowaniach jednostkowych. Jednocześnie rosną wymagania co do czasu przesyłania, a to powoduje, iż dąży się do przyspieszenia wszystkich operacji związanych z przemieszczaniem i rozdziałem (dystrybucją) paczek [2]. Pojawia się potrzeba zwiększenia wydajności sortowania na PMR bez dokonywania istotnych zmian konstrukcyjnych. Ze względu na złożoność kinematyczno-dynamiczną procesu zgarniania, należy dokonać jego optymalizacji, która powinna mieć na uwadze wymóg, aby paczki i ich zawartości nie zostały podczas zgarniania uszkodzone. W procesie zgarniania trzeba zadbać o niepowstawanie dynamicznych oddziaływań przy zgarnianiu paczek większych od dopuszczalnych [2]. Do rozwiązania tego zagadnienia niezbędnym stało się opraco-

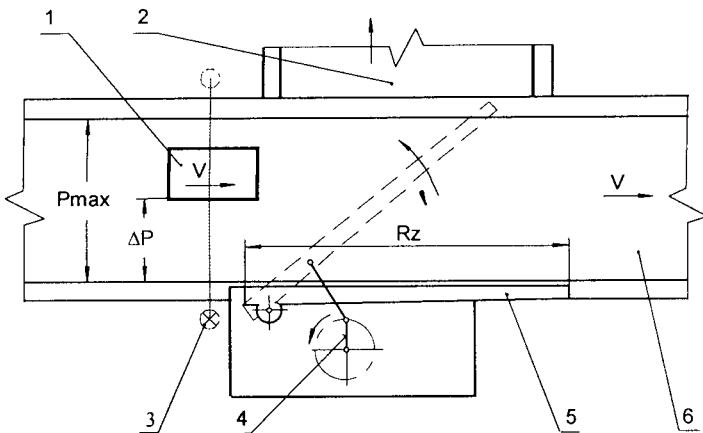
wanie metod pozwalających na dobór parametrów zgarniania tak, aby pogodzić osiągnięcie wysokiej wydajności sortowania z nie przekraczaniem przeciążeń dopuszczalnych z niezawodnym zgarnięciem wszystkich ładunków, wprowadzonych na maszynę rozdzielczą.

2. MODEL MATEMATYCZNY PROCESU ZGARNIANIA

Godną wyróżnienia z uwagi na funkcjonalność, przede wszystkim niezawodność działania, ale także i trwałość (wynikającą z prostoty budowy), jest maszyna pracująca na zasadzie zgarniania paczek z taśmociągu z wykorzystaniem zgarniaka wychyłowego. Głównym elementem maszyny jest taśmociąg, wzdłuż którego rozmieszczone są przeciwnie po obu stronach urządzenia zgarniające (rys.1). U wejścia przenośnika taśmowego znajduje się stanowisko, na którym wprowadzany jest kod paczek do pamięci maszyny i następuje ich układanie na taśmociągu. Zgarnięcie paczki 1 następuje w momencie jej wejścia do strefy pracy odpowiedniego urządzenia zgarniającego, tzn. po przecięciu bariery świetlnej 3. Podczas otwierania się ramienia zgarniaka 5 paczka zostaje zgarnięta do ześlizgu 2, umieszczonego po przeciwnej stronie przenośnika rozdzielczego 6 względem zamocowania zgarniaka.

Rozwiązanie zagadnienia optymalizacji procesu zgarniania podjęto w oparciu o analizę teoretyczną, budując odpowiedni model matematyczny i przeprowadzając symulację działania tego modelu. Model matematyczny procesu zgarniania zbudowano przyjmując następujące założenia:

- paczkę potraktowano jako ciało sztywne,
- elementy wykonawcze są członami sztywnymi,
- struktura mechanizmu zgarniającego oraz parametry ruchu elementów wykonawczych są znane.



Rys.1. Zgarniak wychyłowy jednostronnego działania:

1 – zgarniany ładunek, 2 – ześlizg zbiorczy, 3 – bariera świetlna, 4 – mechanizm napędowy, 5 – ramię zgarniaka, 6 – taśma przenośnika rozdzielczego

W procesie zgarniania dominuje tarcie ślizgowe suche. Tarcie jest wynikiem dużej liczby wzajemnie oddziałujących procesów. Stąd studia nad nim wymagają interdyscyplinarnego podejścia do zagadnienia [5, 6, 7, 8]. Tarcie, aczkolwiek łatwe do wyznaczenia, jest zjawiskiem skomplikowanym. Powstaje na skutek wzajemnego oddziaływania ciał w obszarze ich styku. Zrozumienie tego zjawiska wymaga zbadania: kształtu powierzchni, przebiegu procesu (odkształcenia powodowanego wzajemnym dociskiem i przyleganiem ciał do siebie), własności wytrzymałościowych powierzchni, charakteru przylegania współpracujących par ciernych, roli warstwy wierzchniej i zachodzących w niej zjawisk fizykochemicznych [9], sposobu rozpraszania energii i materiału podczas poślizgu. Szczególne trudności z identyfikacją zjawiska tarcia pojawiają się w zakresie prędkości poślizgu o wartościach bliskich zeru [10, 11, 12], przy których występuje gwałtowny spadek oporów tarcia, mający istotne znaczenie, np. w robotyce przy precyzyjnym pozycjonowaniu członów (powstawanie efektu Dahl'a, Streibeck'a). Tarcie jest procesem dynamicznym – zmianom prędkości towarzyszy histereza jego zmian, zaś siła zrywająca (tarcie statyczne) zależy od szybkości narastania siły napędowej. Tarcie może także zależeć od pozycji początkowej ruchu oraz od czasu, w jakim układ pozostaje w spoczynku.

Proces zgarniania odbywa się przy stosunkowo dużych prędkościach poślizgu ciał i wpływ zjawisk okołozerowych nie jest zasadniczo znaczący. Tarcie potraktowano w skali makroskopowej, w której jego elementarna wartość $dF = f_1(V_0)dN$ obliczana jest zgodnie z prawem Koulomba ($f_1(V_0)$ – współczynnik tarcia wyznaczany dla danej pary ciernej doświadczalnie w funkcji prędkości poślizgu, dN – elementarna normalna siła nacisku).

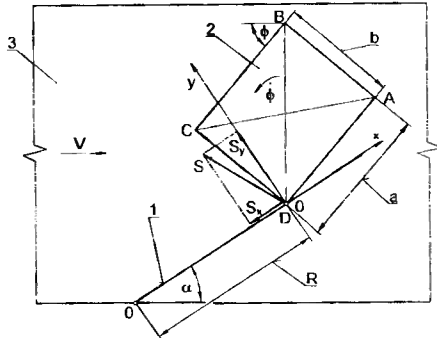
Proces zgarniania paczek można przedstawić jako proces dyskretny, składający się z etapów występujących po sobie – jeden po drugim, aż do umieszczenia paczki w ześlizgu. Etapy, na które podzielono proces ciągły, to wyodrębnione istotnie różniące się między sobą stany kinematyczno-dynamiczne paczki. Stany te wynikają z usytuowania względem ramienia zgarniaka. Z tego powodu do ich modelowania koniecznym jest przyjęcie indywidualnego opisu matematycznego. Równania ruchu paczki budowano w oparciu o zasadę równowagi sił i momentów (czynnych i bezwładności). Przewidywane etapy zgarniania przedstawiono w tabeli 1.

Pierwszą fazą zgarniania jest uderzenie ukośne paczki o zgarniak F1. Tutaj pojawia się największe dynamiczne oddziaływanie na ładunek, jakie może zaistnieć w całym procesie zgarniania. Udar znacząco wpływa również na dalsze przemieszczanie ładunku. Dla tej fazy zgarniania istnieje potrzeba odniesienia przeciążeń, jakie powstają w czasie zgarniania na maszynie sortującej do przeciążeń dopuszczalnych (celem kontrolowania zachowania bezpieczeństwa paczki). Końcowe parametry ruchu środka ciężkości paczki i powstały impuls siły wskutek uderzenia wyznaczono bazując na klasycznej teorii zderzenia w przypadku, gdy występuje przy uderzeniu między ciałami zmiana zwrotu prędkości poślizgu lub jego zanik ($\tau_s \leq \tau$) oraz gdy zwrot prędkości poślizgu nie ulega zmianom ($\tau_s > \tau$). Kolejną fazą F2 jest ruch płaski paczki przy odskoku po uderzeniu zgarniakiem. Ruch swobodny paczki na taśmie przenośnika rozpoczyna się z parametrami ruchu uzyskanymi podczas jej zderzenia z obracającym się zgarniakiem. Ruch płaski opisuje układ trzech równań różniczkowych drugiego rzędu.

Tabela 1

FAZY RUCHU PACZKI

F1 – uderzenie ukośne narożem paczki o zgarniak



gdym $\tau_s \leq \tau$

$$\dot{y}(\tau) = w_y(0) + x\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)}{m} [\tau_s M + (\tau - \tau_s) M_*]$$

$$\dot{x}(\tau) = w_x(0) - y\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)f_2(w_x)}{m} (\tau_s M - (\tau - \tau_s) M_*)$$

$$\dot{\phi}(\tau) = \dot{\phi}(0) + \frac{w_y(0)}{I} [\tau_s (x - f_2(w_x)y)M + (\tau - \tau_s)(x + f_2(w_x)y)M_*]$$

$$S = w_y(0) [\tau_s M + (\tau - \tau_s) M_*] \sqrt{1 + f_2(w_x)^2}$$

gdym $\tau_s > \tau$

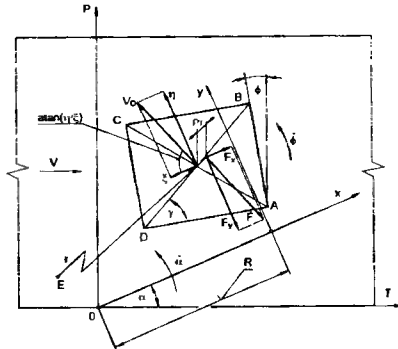
$$\dot{y}(\tau) = w_y(0) + x\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)M\tau}{m}$$

$$\dot{x}(\tau) = w_x(0) - y\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)f_2(w_x)M\tau}{m}$$

$$\dot{\phi}(\tau) = \dot{\phi}(0) + \frac{w_y(0)(x - f_2(w_x)y)M\tau}{I}$$

$$S = w_y(0)M\sqrt{1 + f_2(w_x)^2}$$

F2 – ruch płaski paczki przy odskoku po uderzeniu w zgarniak



$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x \\ m\ddot{y} = -F_y \\ I\ddot{\phi} = -L_M \end{cases}$$

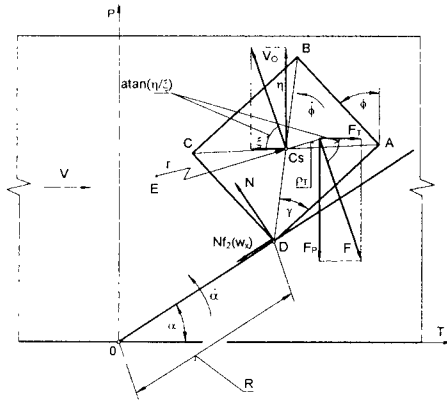
$$F_x = mgf_1(V_o) \operatorname{th} \left(\frac{k_1}{\phi} V_o \right) \cos \left(\operatorname{atan} \frac{\eta}{\xi} \right)$$

$$F_y = mgf_1(V_o) \operatorname{th} \left(\frac{k_1}{\phi} V_o \right) \sin \left(\operatorname{atan} \frac{\eta}{\xi} \right)$$

$$L_M = L_o \exp \left(-\frac{k_2}{\phi} V_o \right) + mgf_1(V_o) \frac{I}{\phi} V_o \left[1 - \operatorname{th} \left(\frac{k_1}{\phi} V_o \right) \right]$$

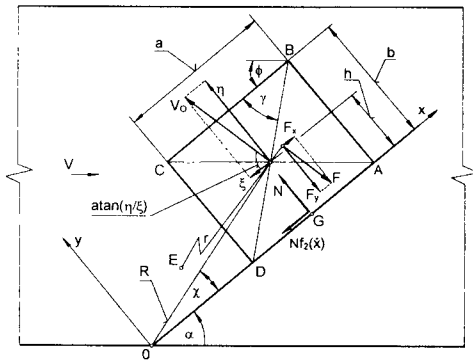
F3 - powtórne ukośne uderzenie o zgarniak (bez odskoku) – opis ruchu jak w fazie F1

F4 – obrót paczki wokół naroża ocierającego się o ramię zgarniaka



$$\begin{cases} m\ddot{\Gamma} = F_T - N(f_2(w_x)\cos\alpha + \sin\alpha) \\ m\ddot{P} = -F_p + N(\cos\alpha - f_2(w_x)\sin\alpha) \\ I\ddot{\phi} = -\frac{c}{2}N[\cos(\gamma - \alpha + \phi) + f_2(w_x)\sin(\gamma - \alpha + \phi)] - L_M \\ T = \left[P - \frac{c}{2}\sin(\gamma + \phi) \right] \text{ctg}\alpha + \frac{c}{2}\cos(\gamma + \phi) \end{cases}$$

F5 – ruch paczki wzdłuż ramienia zgarniaka



$$E_k = \frac{1}{2}m[\dot{x}^2 + (R\dot{\alpha})^2]$$

$$\ddot{x} = x\dot{\alpha}^2 - f_2(\dot{x}) \left[2\dot{x}\dot{\alpha} + \ddot{\alpha}f_2(\dot{x}) \left(x + \frac{h^2}{4x} \right) \right] + gf_1(V_0)\text{th}\left(\frac{k_1}{\dot{\alpha}}V_0\right) \left(\xi - f_2(\dot{x})\eta \right) \frac{1}{V_0}$$

| | |
|----------------------|---|
| Oznaczenia: | |
| x, y | – współrzędne środka ciężkości paczki w prostokątnym układzie współrzędnych Oxy , |
| T, P | – współrzędne środka ciężkości paczki w prostokątnym układzie współrzędnych OTP , |
| F_x, F_y | – składowe wypadkowej siły tarcia F paczki o taśmę przenośnika rozdzielczego, |
| $f_1(V_o), f_2(w_x)$ | – wsp. tarcia paczki o taśmociąg i o ramię zgarniaka, |
| $L_M = F \rho_T$ | – moment sił tarcia przeciwstawiający się obrotowi paczki wokół własnej osi, |
| L_o | – główny moment sił tarcia przy $r = 0$, |
| ξ, η | – składowe prędkości względnej tarcia V_o środka ciężkości C_s paczki o taśmociąg, |
| I, i | – moment i ramię momentu bezwładności paczki, |
| m | – masa paczki, |
| c | – przekątna paczki, |
| k | – współczynnik restytucji, |
| r | – promień chwilowego środka obrotu paczki w ruchu płaskim, |
| ρ_i | – ramię działania wypadkowej siły tarcia, |
| k_1, k_2 | – współczynniki zależne od rozmiarów paczki [13], |
| τ | – czas kontaktu paczki ze zgarniakiem, |
| w_y, w_x | – prędkość względna punktu kontaktu ładunku ze zgarniakiem w kierunku normalnym i stycznym, |
| M, M^*, K | – masy zastępcze ładunku. |

Drugi etap ruchu paczki trwa do chwili zetknięcia się jakiegokolwiek narożnika paczki ze zgarniakiem, tj. gdy kąt nachylenia zgarniaka α zrówna się po raz pierwszy z kątem pochylenia jakiegokolwiek odcinka łączącego narożnik paczki z osią obrotu zgarniaka. Powtórne ukośne uderzenie o zgarniak $F3$ (bez odskoku) pojawia się w chwili ponownego kontaktu paczki ze zgarniakiem. Prędkość względna ciał w kierunku normalnym uderzenia jest mniejsza niż podczas pierwszego zderzenia (została wytracona w poprzednich etapach ruchu), co powoduje, że oddziaływanie dynamiczne na paczkę w tej fazie zgarniania jest znacznie łagodniejsze niż w fazie $F1$, przez co prędkość odskoku jest także mniejsza. Prędkość napierająca taśmą nie pozwala na odskok ładunku od zgarniaka. Uzyskane kinematyczne parametry ruchu ładunku, wskutek powtórnego uderzenia (równania fazy $F1$), mają wpływ na jego dalsze przemieszczanie w procesie zgarniania.

W następnej fazie $F4$ paczka przylega do zgarniaka uderzanym narożnikiem, obraca się wokół punktu kontaktu i przemieszcza wzdłuż ramienia. Ruch paczki opisuje układ trzech równań dynamicznych. Pojawia się wśród nich czwarta niewiadoma – reakcja N między paczką a zgarniakiem. Brakujące czwarte równanie powstaje poprzez podwójne zróżniczkowanie równania określającego współrzędną położenia środka ciężkości paczki T , wyznaczoną przy wykorzystaniu zależności geometrycznych. Obrót paczki wokół narożnika kończy się w chwili, gdy narożnik sąsiadujący z nim znajdzie się na ramieniu zgarniaka, przy równoległym ułożeniu paczki do zgarniaka. Kolejną fazą ruchu paczki $F5$ jest jej ruch wzdłuż obracającego się ramienia zgarniaka. Ładunek posiada dwa stopnie swobody – ruch wzdłuż zgarniaka i obrót wokół jego osi obrotu. Zagadnienie rozwiązano przy pomocy równań Lagrange’a II rodzaju. Uporządkowane składowe równania Lagrange’a,

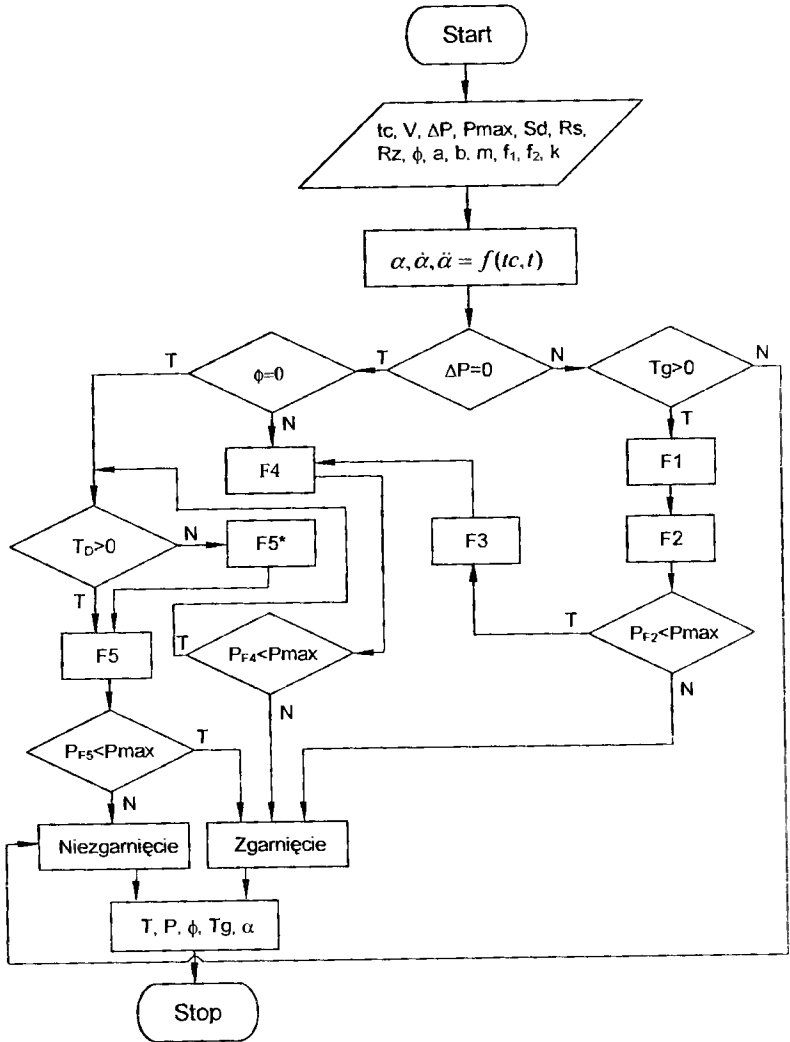
powstałe z przekształceń równania energii kinetycznej ładunku i sił uogólnionych, doprowadzają do uzyskania równania różniczkowego drugiego stopnia.

W przypadku gdy paczka jest skrajnie ułożona na taśmociągu najbliżej ramienia zgarniaka i jej koniec nie przekroczył jeszcze osi obrotu zgarniaka, podczas jego zadzia-
 nia jego, wówczas paczka jednym narożnikiem ociera się o burzę przenośnika rozdzielcze-
 go, a drugim o ramię zgarniaka – tabela 2, faza F5*. Paczka wykonuje ruch płaski, który
 opisany jest układem trzech równań. W równaniach pojawiają się dodatkowe dwie niewia-
 dome – reakcje paczki w narożnikach N_A i N_D . Brakujące równania utworzą dwukrotnie
 zróżniczkowane równania współrzędnych położenia środka ciężkości paczki T i P. Ociera-
 nie się ładunku narożnikiem D o konstrukcję PMR trwa do chwili, aż paczka całą swoją
 długością znajdzie się na ramieniu (do momentu zrównania się kąta położenia paczki ϕ
 z kątem wychylenia zgarniaka α).

Tabela 2

| FAZA RUCHU PACZKI | |
|--|--|
| F5* – ruch paczki ułożonej przy burcie taśmociągu | |
| | |
| $\begin{cases} m\ddot{I} = F_T - N_A(f_2(w_{xA})\cos\alpha + \sin\alpha) - N_D f_2(w_{xD}) \\ m\ddot{P} = -F_P - N_A(f_2(w_{xA})\sin\alpha - \cos\alpha) + N_D \\ I\ddot{\phi} = \frac{c}{2} N_A [\cos(\alpha + \gamma - \phi) - f_2(w_{xA})\sin(\alpha + \gamma - \phi)] - \frac{c}{2} N_D [\sin(\gamma + \phi) + f_2(w_{xD})\cos(\gamma + \phi)] - L_M \\ T = a \frac{\sin\phi}{\sin\alpha} \cos\alpha - \frac{c}{2} \cos(\gamma - \phi) \\ P = \frac{c}{2} \cos(\gamma + \phi) \end{cases}$ | |

W zależności od położenia paczki na taśmie przenośnika przed zgarnięciem, mogą być realizowane wszystkie fazy ruchu lub niektóre z nich. Zestawienie możliwych przypadków wygląda następująco (rys.2):



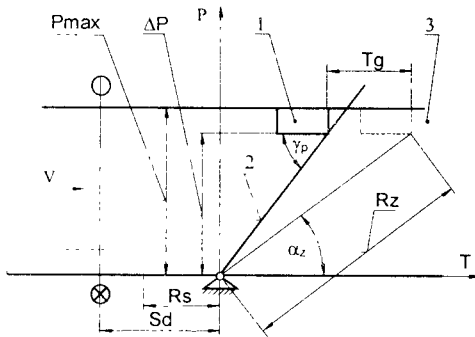
Rys.2. Algorytm modelu procesu zgarniania

- 1) gdy paczka transportowana jest w najbliższej odległości od osi obrotu zgarniaka ($\Delta P = 0$) i ułożona jest:
 - równoległe do osi taśmy ($\phi = 0$) – następuje bezdarurowy ślizg paczki wzdłuż ramienia zgarniaka; jeśli paczka w całości mieści się na ramieniu zgarniaka (współrzędna narożnika paczki $T_D > 0$) realizowana jest faza F5, w przeciwnym wypadku – wcześniej dodatkowo F5*,
 - pod dowolnym kątem do osi taśmy ($\phi \neq 0$) – następuje obrót wokół naroża ocierającego się o zgarniak aż do chwili ułożenia wzdłuż ramienia F4 i w przypadku niezgarnięcia ($P_{F4} < P_{max}$) ruch po nim do ześlizgu; jeśli ($T_D > 0$) realizowana jest faza F5, w przeciwnym wypadku – F5* i dopiero F5,

- 2) gdy paczka podczas transportowania oddalona jest od osi zgarniaka ($\Delta P > 0$):
- jeśli kontakt zgarniaka z paczką jest możliwy ($T_g > 0$, rys.3), jako pierwsze pojawia się ukośne uderzenie narożem o zgarniak F1, ruch płaski przy odskoku po uderze F2; gdy paczka nie dotarła jeszcze do żełizgu ($P_{F2} < P_{max}$), ponowne ukośne uderzenie o zgarniak (bez odskoku) F3, obrót wokół naroża ocierającego się o zgarniak F4; gdy paczka jeszcze nie została zgarnięta ($P_{F4} < P_{max}$), następuje ruch wzdłuż zgarniaka do żełizgu; jeśli $T_D > 0$ po zrealizowaniu F4, wykonywana jest faza F5, w przeciwnym wypadku – F5* i dopiero F5.

W nielicznych wyjątkach (przy szczególnym ułożeniu paczki na przenośniku) zgarnianie może następować w jednym etapie zgarniania – ślizg po zgarniaku.

Objaśnienie znaczenia parametru T_g przedstawiono na rysunku 3. Zaznaczono na nim graniczne położenie ładunku γ_p i ramienia zgarniaka α_z , przy którym nastąpi jeszcze spotkanie naroża paczki z końcem zgarniaka. Uderzenie paczki o ramię następuje wtedy, gdy kąt położenia narożnika paczki γ_p równa się z kątem wychylenia zgarniaka α , a kontakt paczki ze zgarniakiem odbędzie się w odległości $T_g > 0$ (T_g – odległość czoła paczki od położenia, w którym następuje jej „ucieczka”). W przypadku zrównania się kąta położenia paczki γ_p z kątem wychylenia zgarniaka α , gdy $\alpha < \alpha_z$, paczka „ucieknie” zgarniakowi ($T_g < 0$).



Rys.3. Schemat zgarniania paczki:
1 – paczka, 2 – ramię zgarniaka, 3 – przenośnik rozdzielczy

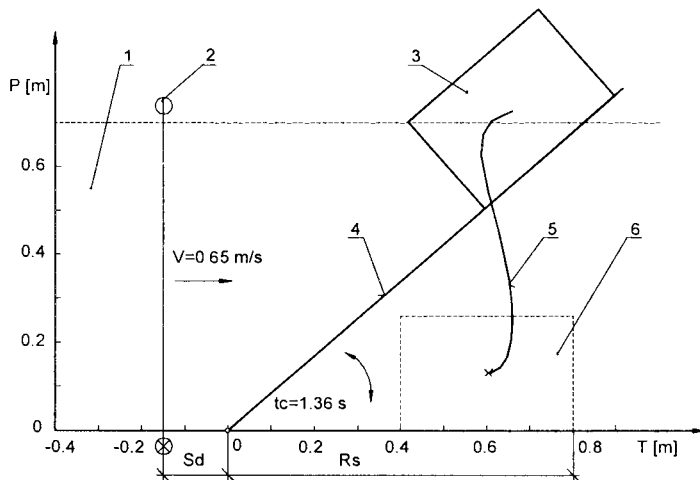
3. ANALIZA MODELU

Prezentowane wykresy i analizy uzyskano drogą symulacji komputerowej modelu zgarniania w środowisku Matlab 4.2c.1 for Windows. Układy równań różniczkowych rozwiązano numerycznie, wykorzystując metodę Runge–Kutta IV i V.

Dotychczas przy doborze parametrów sortowania kierowano się założeniem, że odległość R_s (rys.4) przebyta przez paczkę, od osi obrotu zgarniaka do jego zadziałania, ma wartość stałą wynoszącą 0,8 m [4] (odległość mająca zapewnić zgarnięcie paczek

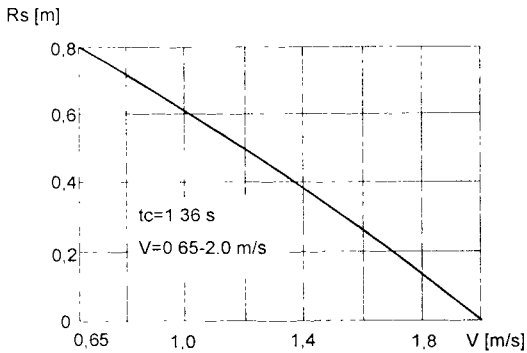
ułożonych najbliżej osi obrotu zgarniaka). Ustalenie to powodowało, że przy wzroście prędkości taśmy występowało zagrożenie niezgarnięcia paczek małych rozmiarów w największej odległości od osi obrotu zgarniaka. Tymczasem, po przeprowadzeniu badań analitycznych procesu zgarniania, okazało się, że odległość R_s ma charakter zmienny i zależy od prędkości ruchu taśmy V . Aby uzyskać takie samo przemieszczenie paczki w poprzek taśmociągu jak przy parametrach obecnie stosowanych na PMR ($t_c = 1,36$ s, $V = 0,65$ m/s, $R_s = 0,8$ m – rys.4), ułożonej przy burcie taśmociągu dla różnych prędkości V i cyklu pracy zgarniaka $t_c = 1,36$ s, konieczne jest stosowanie odpowiednich opóźnień zadziałania zgarniaka, czyli odpowiednich R_s (rys.5). Stosowanie coraz większych prędkości taśmy V pociąga za sobą wymóg skracania reakcji zgarniaka R_s . Dla prędkości taśmy $V = 2$ m/s opóźnienie rozpoczęcia pracy zgarniaka powinno wynosić $R_s = 0$ m. Oznacza to, że przy zwiększeniu prędkości taśmy V do 2 m/s znacznie zmniejsza się odległość, jaką paczka musi pokonać od przecięcia bariery świetlnej do zadziałania zgarniaka. Powoduje to skrócenie całego cyklu procesu zgarniania, wpływając na zwiększenie wydajności sortowania. Wzrost prędkości taśmy i przyspieszenie reakcji zgarniaka po przecięciu bariery świetlnej zwiększa ponadto pewność zgarnięcia paczek granicznych wymiarów (dopuszczonych do automatycznego opracowywania [14]) w najmniej korzystnych sytuacjach, gdy:

- 1) paczka o najmniejszych granicznych wymiarach 200 x 100 mm transportowana jest w największej odległości od osi zgarniaka,
- 2) paczka o granicznych wymiarach 700 x 100 mm transportowana jest w najmniejszej odległości od osi zgarniaka.



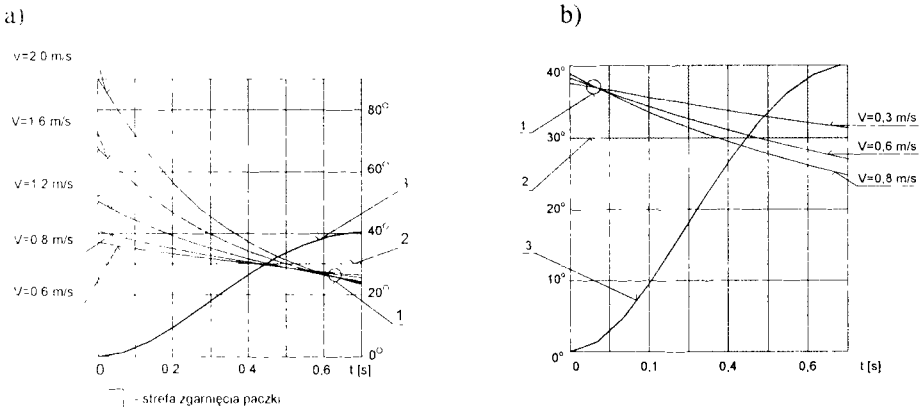
Rys.4. Tor ruchu paczki wyznaczony podczas zgarniania zgarniakiem wychyłowym:

1 – przenośnik rozdzielczy, 2 – bariera świetlna, 3 – maksymalne przemieszczenie ładunku w poprzek taśmociągu, 4 – ramię zgarniaka, 5 – tor ruchu ładunku, 6 – ładunek w chwili zadziałania zgarniaka; parametry zgarniania: $t_c = 1,36$ s, $V = 0,65$ m/s, $R_s = 0,8$ m



Rys.5. Odległość przebyta przez paczkę od osi obrotu zgarniaka do jego zadziałania powodująca takie samo przemieszczenie paczki w poprzek taśmociągu. faza F5 i F5*

Na rysunku 6 przedstawiono wykres określający, czy nastąpi kontakt zgarniaka z paczką granicznych wymiarów 200 x 100 w pierwszym przypadku niekorzystnego położenia ładunku na taśmie. Przyjęto cykl zgarniania $t_c = 1,36$ s i różne prędkości taśmy V . Na rysunku 6a założono, że droga R_s przebyta przez paczkę od osi obrotu zgarniaka do jego zadziałania zależy od prędkości V , zaś na rysunku 6b, że ma wartość stałą $R_s = 0,8$ m. Uderzenie zgarniaka w paczkę następuje wtedy, gdy tor paczki 1 przetnie się z torem zgarniaka 3 powyżej linii 2 (paczka nie „ucieknie” zgarniakowi). Podczas analizy rysunek 6a okazuje się, że im większa prędkość ruchu taśmy V , tym powiększa się pewność zgarniania. Paczka zostaje uderzona nie tylko końcem zgarniaka, lecz częścią oddaloną od końca. Z kolei z rysunku 6b wynika, że przy założeniu stałej odległości R_s , niezależnej od prędkości taśmy, zwiększenie prędkości V tylko do 0,8 m/s powoduje już niezgarnięcie paczki.



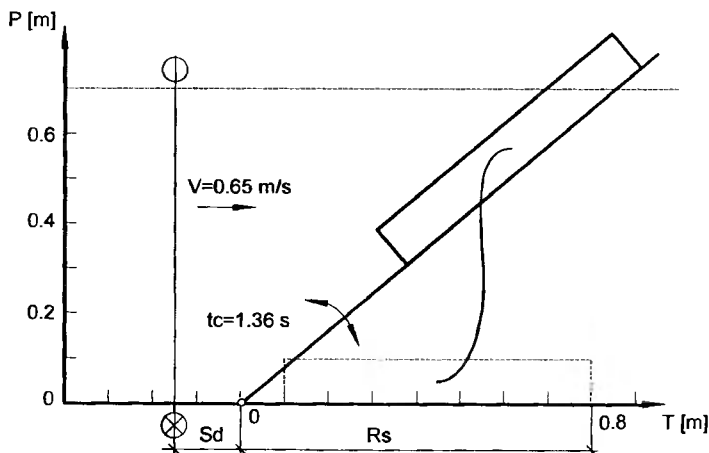
Rys.6. Położenie ramienia zgarniaka wychyłowego w chwili wejścia w kontakt z paczką w funkcji czasu:

a) $R_s = f(V)$, b) $R_s = 0,8$ m

Paczka o granicznych wymiarach 700 x 100 mm (dopuszczona do zautomatyzowanego rozdziálu) transportowana najbliżej osi obrotu zgarniaka nie może być zgarnięta przy parametrach pracy podawanych przez dokumentację techniczną maszyny ($V = 0,65$ m/s, $t_c = 1,36$ s – rys.7). W przypadku pojawienia się takiej paczki, jej niezgarnięcie powoduje, że należy zatrzymać pracę całej maszyny i usunąć z przenośnika rozdzielczego wszystkie niezgarnięte paczki. Pozostawienie niezgarniętej przesyłki na przenośniku powoduje nieprawidłowe zgarnięcie pozostałych paczek (nie trafiające do odpowiednich ześlizgów). Dopiero oddalenie paczki od burty taśmociągu na odległość $\Delta P = 0,45$ m (rys.8), przy równoległym jej ustawieniu do kierunku ruchu taśmy, pozwala na umieszczenie paczki przy zgarnianiu w ześlizgu. Nawet stosowanie urządzeń do centrowania przesyłek na przenośniku taśmowym [4] przy wprowadzaniu ich na PMR (urządzeń nie dopuszczających do skrajnego ułożenia ładunków na taśmociągu, mających poprawić niezawodność zgarniania), przy obecnie stosowanych parametrach zgarniania, także nie zapewnia niezawodnego zgarnięcia.

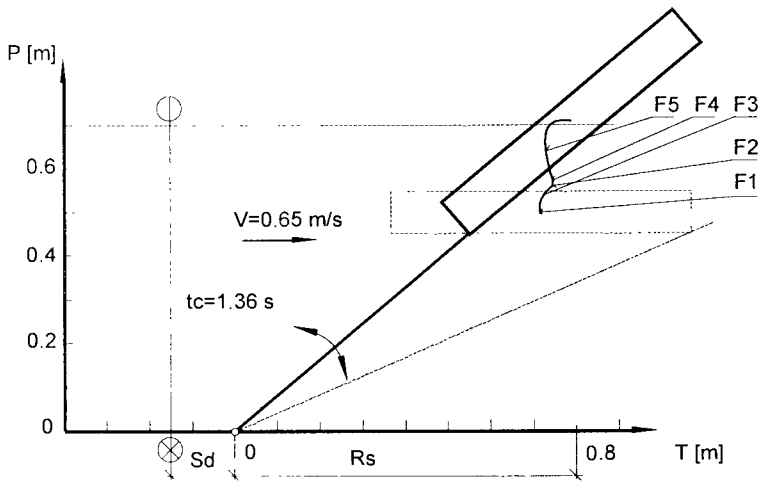
Umieszczenie paczki w osi taśmociągu nie gwarantuje, że ładunek trafi do ześlizgu. Gdy paczka (700 x 100) będzie ustawiona równolegle do zgarniaka przed zderzeniem, zgarnięcie staje się możliwe wtedy, gdy znajdzie się ona w jeszcze większej odległości od osi obrotu zgarniaka.

Zastosowanie parametrów zgarniania: $t_c = 1,36$ s, $V = 2$ m/s i $R_s = 0$ m (rys.9) pozwala na zgarnięcie ładunku do ześlizgu (przekroczenie przez środek ciężkości paczki krawędzi przenośnika).

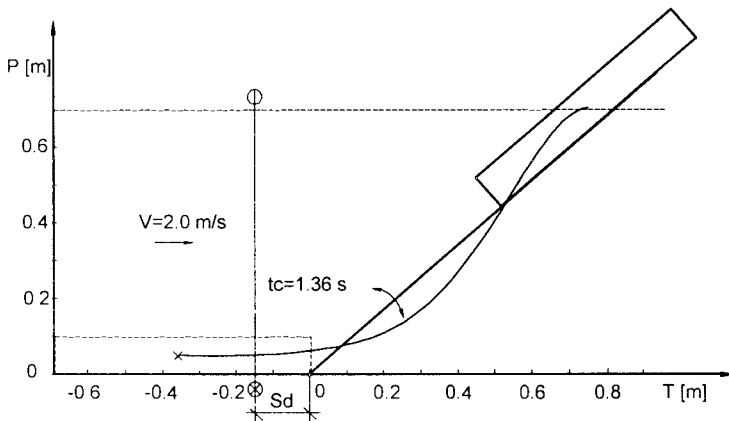


Rys.7. Tor ruchu paczki podczas zgarniania zgarniakiem wychyłowym, parametry zgarniania:

$t_c = 1,36$ s, $V = 0,65$ m/s, $R_s = 0,8$ m, $\Delta P = 0$ m

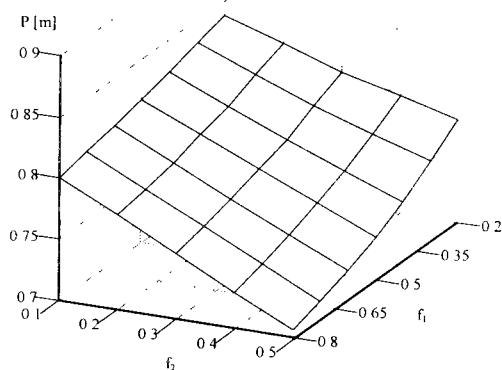


Rys.8. Tor ruchu paczki podczas zgarniania zgarniakiem wychyłowym, parametry zgarniania:
 $t_c = 1.36$ s, $V = 0.65$ m/s, $R_s = 0.8$ m, $\Delta P = 0.45$ m; F1, F2, F3, F4, F5 - etapy procesu zgarniania



Rys.9. Tor ruchu paczki podczas zgarniania zgarniakiem wychyłowym, parametry zgarniania:
 $t_c = 1.36$ s, $V = 2$ m/s, $R_s = 0$ m

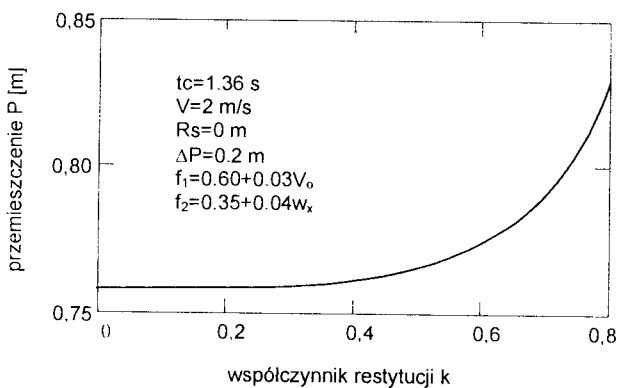
Wpływ współczynników tarcia ładunku o taśmę przenośnika f_1 i o ramię zgarniaka f_2 (niezależnych od prędkości poślizgu) na poprawność zgarnięcia paczek, przy podwyższonych parametrach V i R_s pokazano na rysunku 10 (wyznaczonym podczas badań symulacyjnych modelu zgarniania). Zakresy zmian współczynników tarcia odpowiadają parom ciernym najczęściej spotykanym w procesie zgarniania. Najtrudniej jest zgarnąć ładunek o wysokich wartościach współczynników tarcia f_1 i f_2 . W przebadanym przez autorów zakresie zmian współczynników tarcia nie pojawia się zagrożenie niezgarnięcia paczek trudnych do zgarniania tj. o granicznych wymiarach 700×100 mm przy $\Delta P = 0$.



Rys.10. Wpływ współczynników tarcia f_1 i f_2 na poprawność zgarniania ładunków, parametry zgarniania:

$V = 2$ m/s, $t_c = 1,36$ s, $R_s = 0$ m, $\Delta P = 0$, paczka 700×100 mm

Ocenę wpływu zmian wartości współczynnika (wyznaczonego analitycznie) restytucji k na przemieszczenie środka ciężkości paczki wymiarów 700×100 mm oddalonej od brzegu taśmociągu o $\Delta P = 0,2$ m umieszczonej w poprzek przenośnika przedstawia rysunek 11. Współczynnik restytucji przyjmuje wartości w szerokim zakresie, począwszy od odpowiadającej zderzeniu plastycznemu ciała $k = 0$, do $k = 0,8$. Najtrudniej zgarniane są ładunki o niskim współczynniku restytucji. Wzrost wartości współczynnika restytucji zwiększa przemieszczanie zgarnianego ładunku w poprzek taśmociągu. Niska wartość współczynnika restytucji $k = 0$ nie przysparza większych trudności aniżeli bezudarowy ślizg ładunku wzdłuż ramienia zgarniaka przy skrajnym ułożeniu $\Delta P = 0$.



Rys.11. Wpływ współczynnika restytucji przy udarze k na przemieszczenie paczki (700×100 mm) w poprzek taśmociągu

4. UWAGI KOŃCOWE

- Przyszłość urządzeń zgarniających zależy od proponowanego poziomu rozwiązania konstrukcyjnego w rozumieniu szybkości i niezawodności zadziałania. Uzyskanie właściwych wartości tych parametrów jest możliwe poprzez odpowiednią identyfikację procesu.
- Model matematyczny uzyskano na drodze dyskretyzacji procesu zgarniania tj. podzielenie procesu ciągłego na etapy ruchu, a następnie wyznaczenia równania ruchu paczki.
- Prowadzone badania, w oparciu o uzyskany model procesu zgarniania, pozwalają sądzić, że jest możliwe uzyskanie parametrów zgarniania, które umożliwiają poprawę niezawodności i wydajności zgarniania.
- Opracowana metodyka pozwoli na dobór parametrów pracy urządzenia zgarniającego dla określonych wymagań, eliminując intuicyjny sposób działania obsługi.

LITERATURA

- [1] Kowalski K.: Mechanizacja rozdzielni paczkowej w UPP Łódź 2. Technika i Eksploatacja Poczty 2'97.
- [2] PN-92/O-79100/02, Opakowania transportowe z zawartością, dane liczbowe.
- [3] Rawłuszko J.: O problemach mechanicznych przy dystrybucji paczek. Zeszyty Naukowe ATR 192, Bydgoszcz 1995.
- [4] Wiatr R, Rawłuszko J.: Analiza pracy pocztowej maszyny rozdzielczej pod kątem zwiększenia wydajności i/lub niezawodności sortowania paczek. Zeszyty Naukowe ATR 169, Bydgoszcz 1990.
- [5] Lotstedt P.: Coulomb friction in two-dimensional rigid body systems. Zeitschrift fur Angewandte Mathematic und Mechanic, Vol.61 No.12 1981.
- [6] Sumbatow A. S.: O dwiżenii sistem s suchim trienijem, Příkladnaja matjematika i mechanika. tom 56 1993.
- [7] Pytko S.: Problemy wytrzymałości kontaktowej. PAN, Warszawa 1982.
- [8] Lawrowski Z.: Tribologia, tarcie, zużycie i smarowanie. PWN, Warszawa 1993.
- [9] Bowden F., P.: Wprowadzenie do trybologii. WNT, Warszawa 1980.
- [10] Korendo Z. Uhl T.: Modelowanie i symulacja tarcia w układach napędowych robotów przemysłowych. XVI Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna TMM, Rzeszów – Jawor, 1998.
- [11] P.E. Dupont: The effect of friction on the forward dynamics problem. Int. Journal of robotics research, vol 12, No 2,1993.
- [12] B. Armstrong-Helouvy et al: A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. Automatica, vol.30, No.7, 1994.
- [13] Krivoplas A.: Paketo-Formirujuszczije masziny, Maszinstrojenije, Moskva 1980.

- [14] Materiały informacyjne Centralnego Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Poczty. Warszawa 1983.

MODEL OF THE SCRAPING PROCESS BASED ON THE MACHINE FOR SORTING OF PACKAGES

Summary

The report presents the proposals for models of the package scraping process where the swigged rods are applied over endless belt type distribution conveyors. The continuous process has been divided into number of stages which present different kinematic and dynamic conditions acting on package during the sorting procedure.

Key words: scraping process, scraper arm, modelling

ZAGADNIENIE UDARU W PROCESIE ZGARNIANIA PACZEK

¹Tomasz Piątkowski, ²Janusz Sempruch

Wydział Telekomunikacji i Elektrotechniki ATR,

¹Zakład Inżynierii Poczty,

85 -796 Bydgoszcz ul. Prof. S. Kaliskiego 7

Wydział Mechaniczny ATR,

²Katedra Sterowania i Konstrukcji.

85-796 Bydgoszcz ul. Prof. S. Kaliskiego 7

Przedmiotem rozważań jest fragment procesu zgarniania na paczkowej maszynie rozdzielczej, w trakcie którego, w wyniku uderzenia zgarniaka w paczkę, pojawia się maksymalne przeciążenie. W artykule przedstawiono próbę oceny oddziaływania zgarniaka na ładunek i odniesienia go do przeciążeń dopuszczalnych. Przeprowadzono analizę określającą wpływ parametrów zgarniania na powstawanie oddziaływań dynamicznych na paczkę oraz na osiąganą wydajność przy zgarnianiu.

Słowa kluczowe: proces zgarniania, zgarniak, uderzenie

1. WSTĘP

Wśród faz zgarniania wyodrębnionych w procesie zgarniania na paczkowej maszynie rozdzielczej ze zgarniakiem wychyłowym jest uderzenie ukośne narożem paczki o zgarniak [12]. Podczas wykonywania tej fazy paczka poddawana jest największemu dynamicznemu oddziaływaniu, jakie może zaistnieć w całym procesie zgarniania. Uderzenie znacząco wpływa także na kinematyczną charakterystykę ruchu ładunku. Wg założeń Dyrektora Generalnego Poczty Polskiej, ze względu na bezpieczeństwo opakowania paczki i jej zawartości, operacje związane z jej manipulowaniem nie powinny powodować przeciążeń większych niż przy spadku z wysokości 0,3 m na gładkie i nieodkształcalne podłoże [4]. Dla tej fazy zgarniania istnieje potrzeba odniesienia przeciążeń, jakie powstają w czasie zgarniania na maszynie sortującej, do przeciążeń dopuszczalnych. Poznanie wymaga, w jaki sposób podstawowe parametry zgarniania (prędkość taśmy V i cykl pracy zgarniaka tc) wpływają na powstawanie przeciążeń paczek w procesie zgarniania i jak je dobierać najkorzystniej pod względem wydajności sortowania.

2. ZAGADNIENIE UDARU

Proces uderzenia charakteryzuje się występowaniem sił oddziaływania, które stają się źródłem intensywnej fali naprężeń. Fala ta rozprzestrzenia się po całej objętości zderzających się ciał, po czym ulega wielokrotnym odbiciom od powierzchni granicznych. Procesom tym towarzyszy dyssypacja energii i rozmywanie czoła fali naprężeń. W teoretycznym ujęciu zagadnienia wyodrębniono tzw. efekty lokalne (odkształcenia lokalne), które powstają w obszarze bliskim miejsca styku, a które różnią się od reakcji ciał w punktach oddalonych od tego miejsca, oraz tzw. odkształcenia ogólne [3]. Nie można dziś mówić o istnieniu jakiejś ogólnej teorii uderzenia, a co najwyżej, istnieniu możliwości wyodrębnienia pewnych grup zagadnień dynamicznych, dających się opisać równaniem lub układem równań, które można z kolei rozwiązać albo w sposób zamknięty, albo częściej za pomocą jednej z licznych metod przybliżonych. Podstawą do określenia zależności pomiędzy siłą i odkształceniem lokalnym jest teoria zagadnień kontaktowych H. Hertza lub ogólniejsza I. J. Sztajermana [3]. Są to zasadniczo teorie statyczne, jednakże wyniki licznych doświadczeń potwierdzają możliwości przeniesienia ich na grunt dynamiki, aczkolwiek tylko w ograniczonym zakresie, gdy nieprzekraczana jest dynamiczna granica plastyczności zderzających się ciał i rozpatruje się wyłącznie zderzenia sprężyste. Teoria zagadnień stykowych opiera się na modelu ciała quasisztywnego – ciała, które pod działaniem zewnętrznych sił skupionych doznaje wyłącznie odkształceń lokalnych. Pomijane są efekty falowe (a więc odkształcenia ogólne). Teoria ta odnosi się tylko do ciał o budowie zwartej (czyli do tzw. ciał kulistych z wyjątkiem ostrza stożka i klina). Drugi skrajnie przeciwny punkt widzenia polega na wyłącznym rozpatrywaniu efektów falowych wywołanych zderzeniem, z całkowitym pominięciem efektów lokalnych. Pierwsze, rozwiązane przez de Saint Venanta, zagadnienie tego typu dotyczy kolinearnego zderzenia prętów prostych o płaskich powierzchniach czołowych oraz poprzecznego uderzenia w belkę swobodnie podpartą. Oba te rozwiązania posiadają dziś już tylko historyczne znaczenie. Podłużne zderzenie prętów z półkuliście zaokrąglonymi końcami rozwiązał ściśle J. E. Sears, a poprzeczne środkowe uderzenie ciała kulistego w belkę sprężystą rozwiązał S. P. Timoshenko. Oba wspomniane zagadnienia, choć o dużym znaczeniu praktycznym, stanowią zaledwie drobny fragment problemów dynamicznych [3].

Innym sposobem podejścia do zagadnień uderzenia, którym podstawy dał jeszcze Galileusz i Newton, jest tzw. klasyczna teoria uderzenia [5]. Operuje się w niej modelem ciała sztywnego, a samo uderzenie traktuje jako proces chwilowy (bezczasowy). Przyjęcie modelu ciała sztywnego przy uderzeniu jest skuteczną metodą przy określaniu parametrów ruchu po uderzeniu, jeśli stopień deformacji w obrębie kontaktu ciał jest niewielki w porównaniu z ich wymiarem zewnętrznym. Tą drogą niestety nie można wyznaczyć takich wielkości, jak siła i długość uderzenia czy stopień odkształcenia.

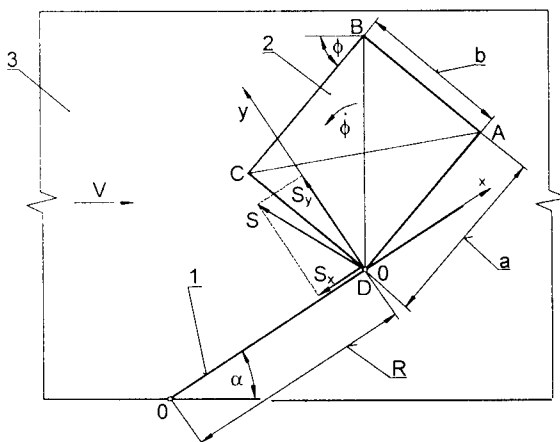
Podczas uderzenia ukośnego ciał szorstkich między stykającymi się powierzchniami w kierunku stycznym występuje poślizg w_x i pojawia się przeciwstawiająca mu się siła tarcia oraz odpowiedni impuls styczny $S_x = |S_y f_2(w_x)|$ – przez analogię do przypadku statycznego [6, 8, 9], S_y – impuls normalny, $f_2(w_x)$ – współczynnik tarcia w funkcji prędkości poślizgu. W trakcie uderzenia względna prędkość poślizgu ciał może trwać bez zmiany zwrotu, zaniknąć lub zmienić zwrot na przeciwny [6, 1, 9, 10, 11]. Zmiana

zwrotu poślizgu na przeciwny lub jego zanik zachodzi w przypadku występowania niewielkich początkowych wartości poślizgu między ciałami.

W początkowej fazie uderzenia poślizg występuje zawsze. Stan ten trwa aż do chwili, w której na skutek nierównomiernego przyrostu impulsu normalnego i stycznego warunek $S_x = |S_y f_2(w_x)|$ nie będzie już spełniony, tzn. będzie $S_x < |S_y f_2(w_x)|$. Wtedy poślizg ustaje – $w_x(0) > 0 \geq w_x(\tau) = 0$. Jeśli tarcie nie osiąga już wartości granicznej, przy której możliwy jest poślizg, następuje zanik poślizgu. Natomiast w przypadku przeciwnym (gdzie tarcie osiąga ponownie wartość graniczną) poślizg wystąpi, jednakże przy zmienionym zwrocie chwilowych sił tarcia i zmienionym zwrocie poślizgu względnego.

3. PRZYJĘTY MODEL ZDERZENIA

Przedstawione wcześniej metody określania oddziaływań dynamicznych (bazujące na teorii zagadnień stykowych czy uwzględniające efekty falowe) dotyczą szczególnych warunków uderzenia: kolinearnego uderzenia kul lub kuli z płaszczyzną, czy też wzdłużnego lub poprzecznego uderzenia w pręt. Nie nadają się do zastosowania przy uderzeniu mimośrodowym ciał przy występowaniu między nimi tarcia – tak jak w przypadku uderzenia paczki o zgarniak w procesie zgarniania. Przedstawione zagadnienie skutecznie rozwiązywane jest w ramach przyjętych w klasycznej teorii uderzenia z wprowadzeniem współczynnika restytucji k przy udarze. W celu porównania oddziaływań dynamicznych, uzyskanych przez paczkę w trakcie uderzenia o zgarniak w procesie zgarniania, do przeciążeń osiągniętych przez nią przy swobodnym spadku z dopuszczalnej wysokości, wystarczy znajomość wartości powstałego impulsu siły, a nie przebieg czasowy chwilowej siły uderzenia, jej wartość czy stopień odkształcenia paczki. Etap procesu zgarniania, w którym paczka uderza narożem o ramię zgarniaka przedstawiony jest na rysunku 1.



Rys.1. Schemat uderzenia ramienia zgarniającego o ładunek:
1 – ramię zgarniaka, 2 – ładunek, 3 – taśma przenośnika rozdzielczego

Ładunek 2 w kształcie prostokąta w rzucie na płaszczyznę taśmociągu transportowany przenośnikiem 3 z prędkością V zostaje uderzony ramieniem zgarniaka 1, obracającym się z prędkością kątową $\dot{\alpha}$. Ponieważ zgarniak połączony z przekładnią mechaniczną oraz ramą przenośnika taśmowego ma dużo większą masę od ładunku, przyjęto więc założenie, że jego prędkość kątowa po uderzeniu nie zmieni się. Końcowe parametry ruchu środka ciężkości ładunku wskutek uderzenia i powstały impuls siły dają opisać się równaniami:

– gdy nie występuje zmiana zwrotu prędkości poślizgu przy uderzeniu ($\tau_s > \tau$),

$$\dot{y}(\tau) = w_y(0) + x\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)M\tau}{m} \quad (1a)$$

$$\dot{x}(\tau) = w_x(0) - y\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)f_2(w_x)M\tau}{m} \quad (1b)$$

$$\dot{\phi}(\tau) = \dot{\phi}(0) + \frac{w_y(0)(x - f_2(w_x)y)M\tau}{I} \quad (1c)$$

$$S = w_y(0)M\sqrt{1 + f_2(w_x)^2} \quad (1d)$$

– gdy poślizg ustaje lub zmienia zwrot na przeciwny ($0 < \tau_s < \tau$),

$$\dot{y}(\tau) = w_y(0) + x\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)}{m}(\tau_s M + (\tau - \tau_s)M_*) \quad (2a)$$

$$\dot{x}(\tau) = w_x(0) - y\dot{\phi}(0) - \frac{w_y(0)f_2(w_x)}{m}(\tau_s M - (\tau - \tau_s)M_*) \quad (2b)$$

$$\dot{\phi}(\tau) = \dot{\phi}(0) + \frac{w_y(0)}{I}(\tau_s(x - f_2(w_x)y)M + (\tau - \tau_s)(x + f_2(w_x)y)M_*) \quad (2c)$$

$$S = w_y(0)(\tau_s M + (\tau - \tau_s)M_*)\sqrt{1 + f_2(w_x)^2} \quad (2d)$$

gdzie:

- τ – czas trwania uderzenia,
- $\tau_s = \frac{w_x(0)K}{f_2(w_x)w_y(0)M}$ – czas, w którym następuje zmiana zwrotu poślizgu między ciałami na przeciwny lub jego zanik,
- $w_y(0) = R\dot{\alpha} + V \sin \alpha$ – początkowa prędkość względna punktu kontaktu ładunku ze zgarniakiem w kierunku normalnym kontaktu,
- $w_x(0) = V \cos \alpha$ – początkowa prędkość względna poślizgu punktu kontaktu ładunku ze zgarniakiem w kierunku stycznym kontaktu,
- α – kąt wychylenia ramienia zgarniaka,
- R – odległość między punktem styku paczki z ramieniem zgarniaka, a jego osią obrotu,

| | |
|---------------|--|
| r | – ramię momentu bezwładności ładunku, |
| I | – moment bezwładności względem osi prostopadłej do płaszczyzny ruchu i przechodzącej przez środek ciężkości ładunku, |
| m | – masa ładunku, |
| M, M_*, K | – masy zastępcze ładunku, |
| x, y | – współrzędne środka ciężkości ładunku, |
| $f_2(V_{0x})$ | – współczynnik tarcia ładunku o zgarniak w funkcji prędkości poślizgu, |

ponadto:

$$M = I(r^2 + x^2 - f_2(w_x)xy)^{-1}, M_* = I(r^2 + x^2 + f_2(w_x)xy)^{-1}$$

$$K = I\left(r^2 + y^2 - \frac{xy}{f_2(w_x)}\right)^{-1}$$

Newton do teorii uderzenia wprowadził współczynnik restytucji k (tzw. kinematyczny), który jest ułamkiem właściwym, wskazującym jaka część normalnej prędkości względnej ciał przed uderzeniem zostaje odzyskana po uderzeniu. Według hipotezy Poissona, współczynnik restytucji (tzw. impulsowy) określa zaś stosunek impulsu normalnego sił chwilowych w drugiej fazie uderzenia (restytucji) do analogicznego impulsu w fazie pierwszej (ściskania).

W uderzeniu mimośrodowym ciał szorstkich, gdy występuje zmiana zwrotu poślizgu lub zatrzymanie po początkowym ruchu względnym powierzchni, wg hipotezy Newtona i Poissona, z badania bilansu energii sił oddziaływujących w kierunku normalnym otrzymuje się paradoksalny wzrost energii [7]. Jest to oczywiście wbrew zasadzie zachowania energii. Obie hipotezy prawidłowo zachowują się jedynie w odniesieniu do zasady zachowania energii w przypadku uderzenia kolinearnego lub gdy poślizg przy uderzeniu mimośrodowym nie zmienia zwrotu [2].

Istota zaniku poślizgu lub jego zmiana zwrotu w procesie uderzenia nie może być pominięta. Energetyczny współczynnik restytucji proponowany przez Stronga [7] zawsze zadośćuczynia konieczności rozproszenia energii składowej normalnej reakcji ścisnącej:

$$k^2 = \frac{D_{yII}}{-D_{yI}} \quad (3)$$

Kwadrat energetycznego współczynnika restytucji wyraża stosunek pracy wykonanej przez działanie sił normalnych (beztarciowych) w fazie restytucji D_{yII} do pracy sił normalnych występujących w fazie kompresji D_{yI} . Długość uderzenia (wymagana w równaniach 1–2) przy doświadczalnie wyznaczonym współczynniku restytucji (wzór 3) określają wyrażenia:

– w przypadku gdy poślizg zmienia zwrot lub zanika przy $w_x(0) > 0 \geq w_x(\tau)$:

$$\tau_s < 1; \quad \tau = 1 + k^2 \sqrt{(1 - \tau_s)^2 + \tau_s(2 - \tau_s)} \frac{M}{M_*} \quad (4a)$$

$$1 < \tau_s < 1+k; \quad \tau = 1 + \sqrt{(\tau_s - 1)^2 \left(1 - \frac{M}{M_*}\right) + k^2 \frac{M}{M_*}} \quad (4b)$$

– w przypadku poślizgu bez zmiany zwrotu przy $w_x(0) > w_x(\tau) > 0$:

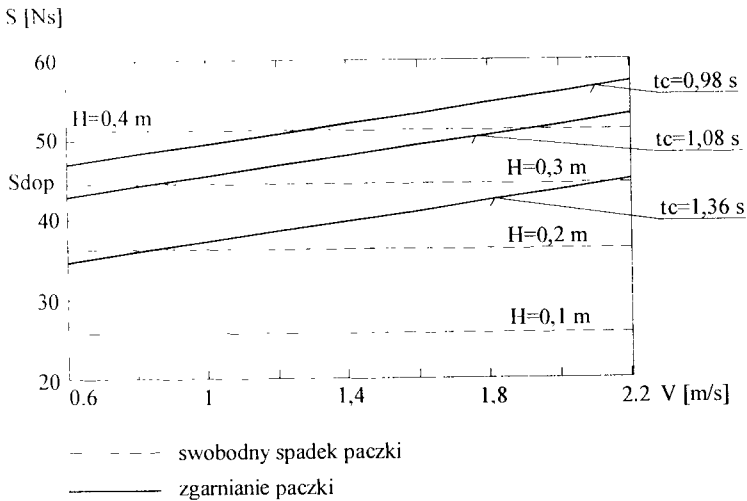
$$1+k < \tau_s; \quad \tau = 1+k \quad (4c)$$

Współczynnik restytucji k wyznaczono korzystając z prób swobodnego spadku na nieodkształcalne podłoże. Dokonywano pomiaru wysokości swobodnego spadku H_0 i odbicia H_1 paczek, a wsp. restytucji określano jako $k = \frac{H_1}{H_0}$ (H_1, H_0 – średnie wartości z 20 pomiarów).

4. BADANIA ANALITYCZNE MODELU

4.1. Metodyka badań

Obliczenia teoretycznego oddziaływania ramienia zgarniaka na ładunek przeprowadzono dla przypadku, gdy występuje jego największe oddziaływanie dynamiczne, tzn. ładunek o największej dopuszczalnej masie (15 kg) [4] jest transportowany przenośnikiem taśmowym z prędkością V w największej odległości od osi obrotu zgarniaka, a kontakt z ładunkiem następuje w chwili osiągnięcia przez zgarniak największej prędkości kątowej. Maksymalne oddziaływanie na ładunek występuje, gdy jego środek ciężkości znajduje się na normalnej uderzenia – wówczas impuls normalny siły przy uderzeniu przyjmuje postać jak przy uderzeniu punktu materialnego w nieruchomą przegrodę tj.: $S_y = mw_y(0)(k+1)$. Obliczenia oddziaływania dynamicznego ramienia zgarniaka na ładunek przeprowadzono dla dostępnych na maszynie rozdzielczej cykli pracy zgarniaka $t_c = 1,36$ s, $t_c = 1,08$ i $t_c = 0,98$ s, przy prędkości taśmy $V = 0,6 - 2,2$ m/s. W celu odniesienia otrzymanych wyników do przeciążeń osiąganych przez ładunek przy swobodnym spadku na gładką i nieodkształcalną powierzchnię, dokonano także obliczeń wg zależności wykorzystywanej powyżej, przy założeniu, że prędkość względna w kierunku normalnym uderzenia $w_y(0) = \sqrt{2gH}$ (H – wysokość spadku). Wyniki obliczeń impulsu siły, powstałego przy zgarnianiu ładunku na PMR i przy swobodnym spadku, przedstawiono w postaci wykresów na rysunku 2. Prędkość ruchu taśmy $V = 0,65$ m/s i cykl pracy zgarniaka $t_c = 1,36$ s obecnie stosowane na PMR powodują oddziaływanie dynamiczne na zgarnianą paczkę mniejsze niż przy spadku z wysokości $H = 0,2$ m. Istnieje więc rezerwa pozwalająca na zmianę parametrów zgarniania, w miarę zbliżając się do przeciążeń dopuszczalnych (impuls siły osiągany przy spadku z wysokości $H = 0,3$ m na nieodkształcalne podłoże – (rys.2).



Rys.2. Impuls siły w funkcji prędkości taśmy przenośnika

Wartość dopuszczalnych przeciążeń paczek w procesie zgarniania z przeciążeń uzyskiwanych przy spadku z wysokości $H = 0,2$ m można uzyskać przy zastosowaniu dwóch rodzajów zmian parametrów zgarniania:

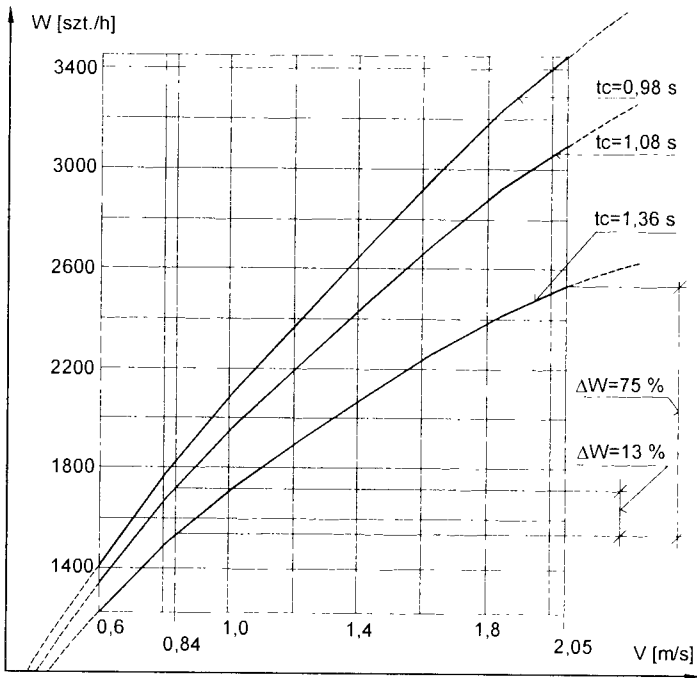
- typ a) przy stałej prędkości taśmy V , zmieniając cykl pracy zgarniaka t_c , np.: obierając $V = 0,84$ m/s, zmieniając $t_c = 1,36$ s na $t_c = 1,08$ s,
- typ b) przy stałym cyklu pracy zgarniaka t_c , zmieniając prędkość ruchu taśmy V , np.: obierając $t_c = 1,36$ s, zmieniając $V = 0,84$ m/s na $V = 2,05$ m/s.

Wydajność techniczną sortowania paczek, przy użyciu parametrów zastosowanych w obliczeniach oddziaływań dynamicznych, przedstawiono na rysunku 3.

Wpływ typu zmian parametrów pracy PMR na wydajność techniczną sortowania przedstawiono w tabeli 1. Cykl pracy $t_c = 1,36$ s i prędkość taśmy $V = 0,84$ m/s – parametry, przy których oddziaływanie dynamiczne na paczkę przy zgarnianiu odpowiada spadkowi z wysokości $H = 0,2$ m, potraktowano jako odniesienie do zmian typu a) i b).

Podczas analizy powyższych danych okazuje się, że dla uzyskania wzrostu wydajności sortowania (osiągnięcia jego samego oddziaływanie dynamicznego na zgarnianą paczkę) korzystniej jest zwiększać prędkość ruchu taśmy niż skracać cykl pracy zgarniaka.

Wybierając zmianę parametrów zgarniania typu b) można zwiększyć wydajność sortowania o 75% w odniesieniu do wydajności przy $V = 0,84$ m/s i $t_c = 1,36$ s oraz o 98% w porównaniu z parametrami zgarniania obecnie stosowanymi na PMR tj. przy $t_c = 1,36$ s, $V = 0,65$ m/s, $R_s = 0,8$ m, przy których $W = 1276$ szt/h.

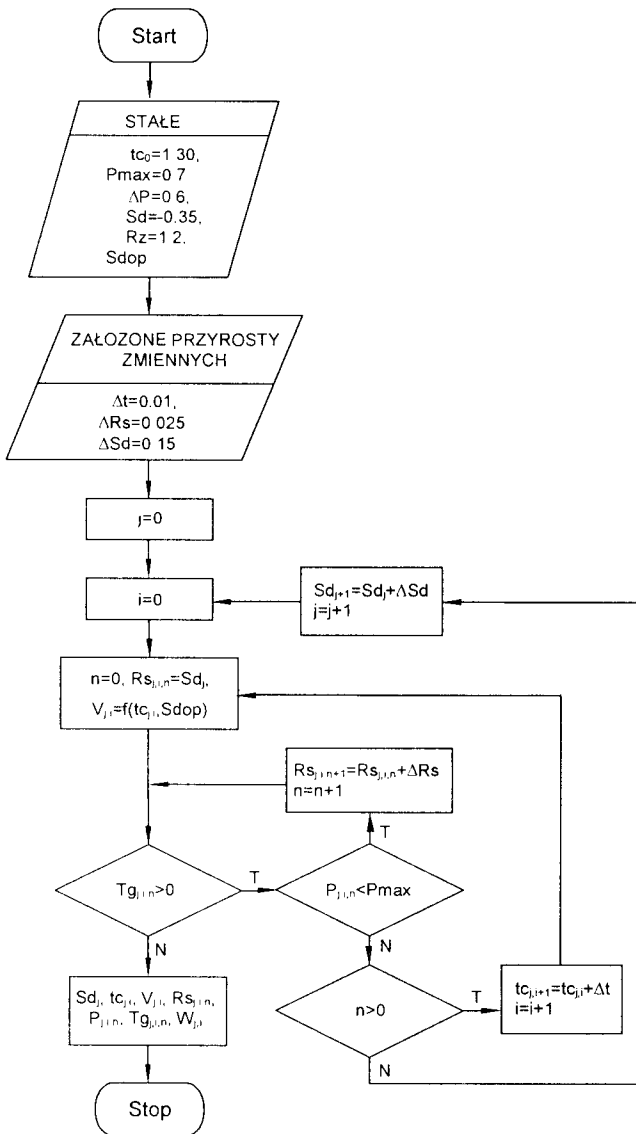


Rys.3. Wydajność techniczna zgarniania w funkcji prędkości taśmy przenośnika (zakres zmian parametrów odpowiada obecnie stosowanym w maszynie rozdzielczej)

Tabela 1

| Parametry pracy PMR | t_c [s] | V [m/s] | W_t [paczek/h] | ΔW_t [%] |
|---------------------|--------------|--------------|---------------------|---------------------|
| Odniesienia | 1.36 | 0.84 | 1445 | 0 |
| Typu a) | 1.08 | 0.84 | 1628 | 13 |
| Typu b) | 1.36 | 2.05 | 2526 | 75 |

W celu określenia wpływu parametrów zgarniania (prędkości taśmy V , cyklu pracy zgarniaka t_c , opóźnienia zadziałania zgarniaka R_s , położenia bariery świetlnej S_d) na uzyskiwanie wydajności zgarniania, nie ograniczając się do nastawów dostępnych na maszynie rozdzielczej, posłużono się algorytmem, w którym zmieniano z zadaniem krokiem cykl pracy zgarniaka t_c (rys.4). Prędkość taśmy wyznaczano tak, aby uzyskiwać przeciążenia paczki podczas zgarniania na poziomie przeciążeń dopuszczalnych $V = f(t_c, S_{dop})$ (tj. w przypadku gdy dochodzi do zgarnięcia paczki o największej dopuszczalnej masie, przy uderzeniu jej o zgarniak w największej odległości od osi obrotu ramienia w momencie osiągnięcia przez niego maksymalnej prędkości kątowej). Dla obranego tak cyklu pracy zgarniaka i prędkości taśmy dobierano z zadaniem krokiem opóźnienie zadziałania zgarniaka R_s z początkową wartością odpowiadającą położeniu bariery świetlnej S_d .



Rys.4. Algorytm doboru parametrów zgrniania

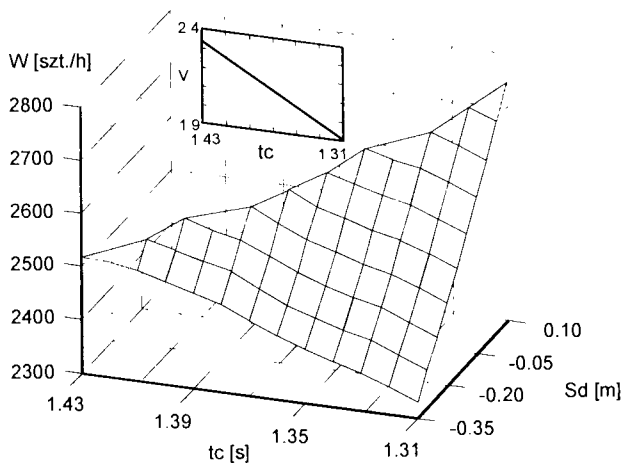
Dobieranie opóźnienia R_s trwa do momentu, aż zapewnione zostanie niezawodne zgrnięcie paczek z najtrudniejszych przypadków zgrniania tzn.: paczki granicznych rozmiarów 200×100 mm ułożonej w największej odległości od osi obrotu zgrniaka ($T_{g,j,i,n} > 0$) oraz gdy środek ciężkości paczki wymiarów 700×100 mm ułożonej przy burcie taśmociągu po stronie zamocowania zgrniaka będzie w stanie przebyć przeciwną krawędź taśmociągu ($P_{j,i,n} > P_{max}$). Zmiany cyklu pracy zgrniaka t_c mają sens do momentu, w którym zgrnięcie paczki następuje przy opóźnieniu R_s pokrywającym się z barierą świetlną – $n = 0$. Dalsze wydłużenie cyklu pracy t_c przy określonej wartości

S_d wymagałoby wcześniejszej reakcji zgarniaka, niż wykrycie paczki przez barierę świetlną – co oczywiście nie może nastąpić. Ponowne dobieranie wartości cyklu pracy zgarniaka odbywa się przy nowym położeniu bariery świetlnej $S_{d_{j+1}} = S_{d_j} + \Delta S_d$.

Zmiany położenia S_d trwają do chwili, gdy nie jest możliwe poprzez zmianę t_c i R_s zapewnienie niezawodnego zgarnięcia paczek.

4.2. Wyniki obliczeń i ich analiza

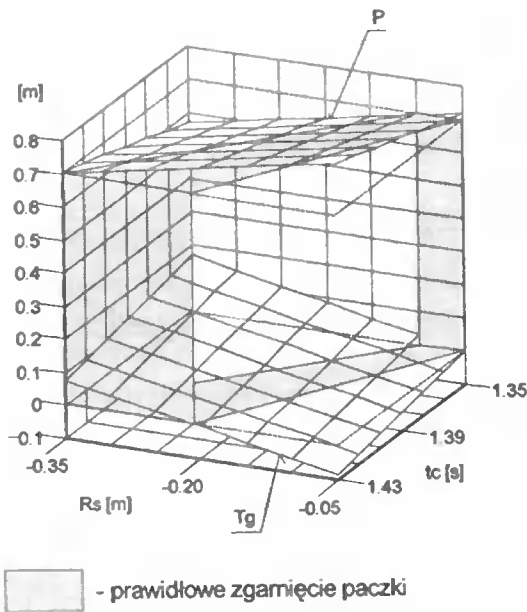
Zapis przestrzenny dokonanych obliczeń wydajności zgarniania, przy wykorzystaniu algorytmu z rysunku 4, przedstawiony jest na rysunku 5. Najwyższą wydajność zgarniania uzyskuje się przy cyklu pracy zgarniaka $t_c = 1,31$ s, prędkości taśmy $1,9$ m/s, $S_d = 0,1$ m i R_s pokrywającym się z S_d .



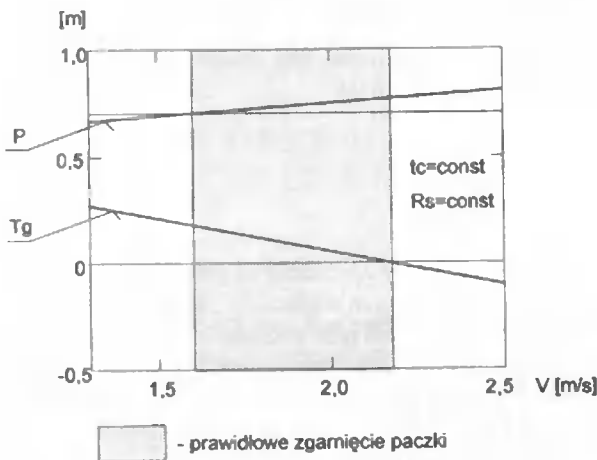
Rys.5. Wydajność techniczna zgarniania w funkcji cyklu pracy zgarniaka i położenia bariery świetlnej

Kolejne rysunki 6, 7 i 8 również powstały w wyniku obliczeń prowadzonych według algorytmu (rys.4). Rysunek 6 przedstawia wpływ zmian opóźnienia zadziałania zgarniaka R_s (przy $S_d = -0,35$ m) na poprawność zgarniania paczek granicznych wymiarów, ułożonych – przed przystąpieniem do zgarniania – skrajnie na taśmociągu. Wcześniejsza reakcja zgarniaka korzystniej wpływa na pewność zgarniania paczek minimalnych rozmiarów 200×100 mm (parametr T_g), lecz pogarsza warunki zgarniania granicznych wymiarów 700×100 mm (przemieszczenie środka ciężkości w poprzek taśmociągu P). Późniejsza reakcja zgarniaka powoduje sytuację odwrotną. Pojawiają się lepsze warunki zgarniania paczek 700×100 mm, a pogarszają – ładunków 200×100 mm. W trakcie zmian R_s możliwy jest zakres wartości R_s , który pozwala na jednoczesne zgarnięcie paczek z dwóch skrajnych przypadków zgarniania – zacieniony obszar na rysunku 6. Oznaczony zakres prawidłowego zgarniania ulega zawężeniu w miarę skracania cyklu pracy zgarniaka t_c . Podobnie jak w poprzednim rysunku na niezawodność zgarniania ładunków przy stałym

cyklu pracy zgarniania t_c i opóźnieniu zadziałania zgarniaka R_s wpływa prędkość ruchu taśmy V (rys.7).



Rys.6. Wpływ opóźnienia zadziałania zgarniaka R_s na poprawność zgarniania ładunków

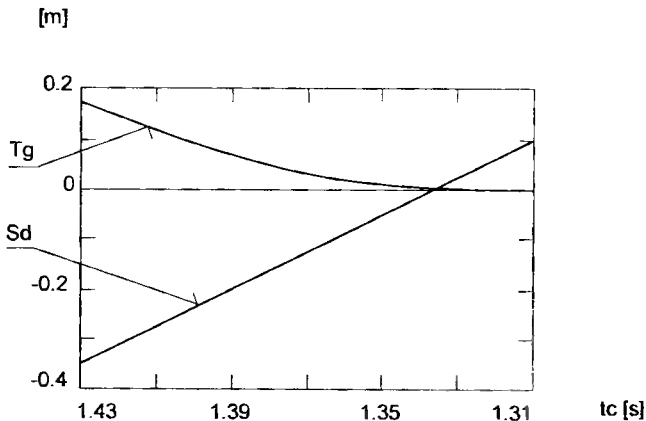


Rys.7. Wpływ prędkości ruchu taśmy V na poprawność zgarniania ładunków

Niższa prędkość taśmy sprzyja prawidłowemu zgarnięciu paczki minimalnych rozmiarów i pogarsza zagarnianie tych o smukłym kształcie. Wzrost prędkości przesuwu taś-

my zaś poprawia warunki zgrnięcia paczek granicznych wymiarów 700 x 100 mm, a pogarsza 200 x 100 mm.

Rysunek 8 prezentuje wpływ zmian cyklu pracy zgarniaka t_c na poprawność zgrniania paczek minimalnych rozmiarów T_g oraz położenie bariery świetlnej S_d , podczas gdy opóźnienie R_s pokrywa się z S_d i pozwala niezawodnie zgarnąć wszystkie ładunki (zrównanie położenia bariery świetlnej S_d z opóźnieniem R_s powoduje uzyskiwanie największej wydajności zgrniania dla danych t_c i V).



Rys. 8. Wpływ cyklu pracy zgarniaka t_c na poprawność zgrniania ładunków

Skracanie cyklu pracy zgarniaka wpływa na zwiększanie wydajności zgrniania (rys.5), lecz tylko do osiągnięcia wartości $t_c = 1.31$ s. Dalsze skracanie cyklu pracy zgarniaka powoduje, że nie jest możliwe zgrnięcie paczek minimalnych rozmiarów, parametr T_g osiągałby wartości ujemne. W trakcie prowadzenia obliczeń wg schematu z rysunku 4, gdy przy pierwszym doborze opóźnienia R_s nie pojawiały się warunki zgrnięcia paczek minimalnych rozmiarów, tym bardziej nie było szans na poprawę tych warunków w kolejnych próbach zmian R_s .

5. WNIOSKI

- Dotychczas stosowane parametry zgrniania na paczkowej maszynie rozdzielczej nie powodują przeciążeń dynamicznych większych od dopuszczalnych (ich wartość jest mniejsza od przeciążeń powstałych przy swobodnym spadku z wysokości 0,2 m).
- Dla uzyskania wzrostu wydajności sortowania (przy tym samym oddziaływaniu dynamicznym na zgarnianą paczkę) przy danym położeniu bariery świetlnej S_d , korzystniej jest zwiększać prędkość ruchu taśmy niż skracać cykl pracy zgarniaka.
- Aby zwiększyć wydajność zgrniania, należy cykl pracy zgarniaka t_c , prędkość taśmy V i opóźnienie zadziałania zgarniaka R_s tak dobrać, aby podczas zgrniania następowała natychmiastowa reakcja zgarniaka po przecięciu przez paczkę bariery świetlnej. Chodzi tu o maksymalne skrócenie drogi pokonywanej od przecięcia bariery świetlnej do zadziałania zgarniaka.

LITERATURA

- [1] Brach R. M.: Rigid body collisions. ASME Journal of Applied Mechanics. Vol.56 1989.
- [2] Charles E.: Predicting rebounds using rigid-body dynamics. ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.58 1991.
- [3] Gryboś R.: Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych. PWN, Warszawa 1969.
- [4] Informacja o dopuszczeniu do obrotu pocztowego paczek pocztowych w typowych opakowaniach i kartonach. Technika i Eksploatacja Poczty 4'93.
- [5] Krivoplas A.: Paketo-Formirujuszczije masziny, Maszinostrojenije. Moskva 1980.
- [6] Stronge W. J.: Unraveling paradoxical theories for rigid body collisions. ASME Journal of Applied Mechanics. Vol.58 1991.
- [7] Stronge W. J.: Friction in collisions: Resolution of a paradox. J. Applied Physics, Vol.69 1991.
- [8] Lötstedt P.: Coulomb friction in two-dimensional rigid body systems. Z.A.M.M., Vol.61 1981.
- [9] Brach R. M.: Moments between impacting rigid bodies. Journal Mech. Design, Vol.103 1981.
- [10] Brach R. M.: Friction, restitution, and energy loss in planar collisions. ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.51 1984.
- [11] Stronge W. J.: Friction in collisions: Resolution of a paradox. J. Applied Physics, Vol.69 1991.
- [12] Piątkowski T., Sempruch J.: Model proces zgarniania na przykładzie paczkowej maszyny rozdzielczej. Materiał niepublikowany – przeznaczony do Zeszytów Naukowych ATR, 1998.

PROBLEM OF STRIKE IN THE SCRAPING PROCESS OF PACKAGES

Summary

The highest value of the gravity load has been induced during the period of package scraping (sorting) is registered if the package is stroked by scrapper arm. The evaluation of interaction between scraper arm and package contents is presented as well as the permissible gravity load values are discussed. The primary analysis of the selected scraping parameters in relation to the involved dynamic conditions during scraping of package are also included.

Key words: scraping process, scraper arm, strike

ZAGADNIENIE OCENY ODPORNOŚCI NA PĘKANIE HETEROGENICZNYCH POŁĄCZEŃ SPAJANYCH

Eugeniusz Ranatowski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Materiałoznawstwa i Technologii Metali,
85-225 Bydgoszcz, ul. Ks. Kordeckiego 20

W początkowej części pracy przedstawiono relację: struktura – własności mechaniczne, dla heterogenicznych połączeń spajanych. Wyciągając wnioski z teoretycznej analizy, określono podstawy zastosowania parametru K_W do oceny parametrów procesu pęknięcia. Przykładowo, określono parametr $\delta_R = \delta_W/\delta_B$, określający zmianę odporności na pęknięcie w niejednorodnym połączeniu spajnym. Na zakończenie wykonano analityczną ocenę δ_R dla stali 14HNMCu.

Słowa kluczowe: struktura, własności mechaniczne, pęknięcie, kryteria

1. WSTĘP

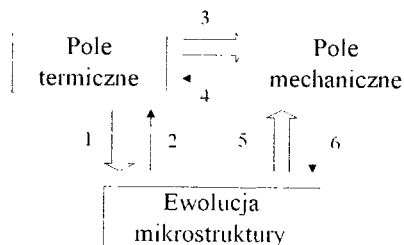
Współczesne działania naukowo-techniczne cechuje wysoka jakość i ma swoje bezpośrednie przełożenie na stan techniki oraz jej wytwory, decydując o ich nowoczesności i jakości oraz kosztach wytwarzania. W pełnym zakresie dotyczy to również konstrukcji spajanych. W zakresie technologii, jednym ze sposobów realizacji zadań, wynikających z celów inżynierii jakości, jest konieczność odejścia od powierzchniowych opracowań technologicznych i oparcie ich o możliwie szerokie ustalenia, wynikające ze znajomości fizyki procesu spajania.

Z natury swojej proces powstawania połączeń spajanych związany jest z lokalną zmianą energii wewnętrznej łączonych materiałów. Zgodnie z pierwszą zasadą termodynamiki jest to możliwe poprzez użycie energii na sposób ciepła bądź jako rezultat pracy pola siłowego. W związku z powyższym, szczególnie trudne do ustalenia są relacje pomiędzy lokalnymi zmianami strukturalnymi a własnościami mechanicznymi złączy, powstające zwłaszcza w czasie procesu spawania i zgrzewania. Wynika to z synergicznego oddziaływania szeregu czynników o charakterze metalurgicznym w spoinie, przepływu ciepła w strefie wpływu ciepła (SWC), deformacji i naprężeń w obrębie złącza w warunkach istniejących więzów mechanicznych itp. Na rysunku 1 przedstawiono uproszczony schemat obrazujący powyższy problem.

Należy równocześnie stwierdzić, iż istnieje wyraźna asymetria pomiędzy zakresem i poziomem rozwiązań dotyczących modułów: pole termiczne i przemiany strukturalne, a modułem pole mechaniczne – rysunek 1, a zwłaszcza oceną stopnia uwrażliwienia na

proces spajania, wyrażającą się jego odpornością na pękanie w różnych fazach powstawania złącza i w warunkach eksploatacyjnych.

Proces spajania wymaga więc rozpatrzenia relacji pomiędzy modułami: pole termiczne – ewolucja mikrostruktury – pole mechaniczne. Rozważmy więc w dalszej kolejności główne elementy relacji pomiędzy strukturą a własnościami mechanicznymi, a zwłaszcza graniczny stan wyężenia materiału, wyrażający się w ocenie skłonności do powstania pęknięć. Konieczne jest tu rozróżnienie pomiędzy składnikami mikrostruktury, ich cechami geometrycznymi w skali mikro- i makroskopowej. W skali makroskopowej konieczne jest uwzględnienie wpływu oddziaływania węzłów mechanicznych, powstałych w wyniku wzajemnego oddziaływania na siebie składników strukturalnych o zróżnicowanych własnościach mechanicznych oraz ich cech geometrycznych. W skali makroskopowej należy uwzględnić to samo zjawisko fizyczne, ale należy je rozpatrzyć, analizując wzajemną relację pomiędzy spoiną a materiałem rodzimym, bądź pomiędzy podstrefami strefy wpływu ciepła (SWC) o zróżnicowanej strukturze i własnościach mechanicznych.



Rys.1. Sprzężone oddziaływanie cieplno – mechaniczne w procesie spajania:

1 – termiczne oddziaływanie na rodzaj mikrostruktury, 2 – oddziaływanie utajonego ciepła krystalizacji oraz innych ciepłych własności układu na pole termiczne, 3 – wpływ rozszerzalności cieplnej na stan odkształceń i naprężeń, 4 – ciepło generowane jako rezultat pracy mechanicznej, 5 – wpływ lokalnej zmiany mikrostruktury na własności mechaniczne oraz zmiany objętościowe wywołane transformacją fazową i odkształcenia plastyczne, 6 – kinetyka transformacji uzależniona od stanu naprężenia

2. FORMA STRUKTURY ZŁĄCZA I JEJ WŁASNOŚCI MECHANICZNE

Kształt i wielkość ziaren austenitu mają decydujący wpływ na końcową mikrostrukturę spoiny. Obecny stan wiedzy nie pozwala określić tego parametru w sposób ścisły. Empiryczna charakterystyka procesu wzrostu ziaren austenitu może być dokonana w oparciu o równanie [1]:

$$G_s^2 = G_{so}^2 + K \cdot t \exp\left(-\frac{Q_1}{RT}\right) \quad (1)$$

gdzie:

- R – stała gazowa, 8,31 J/K,
- G_s – wymiar ziarna austenitu, μm ,
- G_{so} – początkowy wymiar ziarna austenitu, μm ,
- K – empirycznie wyznaczona stała,
- t – czas, s,
- Q_i – energia aktywacji, J,
- T – temperatura, K.

Z praktycznego punktu widzenia, istotnym problemem jest w dalszej kolejności umiejętność prognozowania odnośnie powstałej struktury w wyniku dekompozycji austenitu, co bliżej możemy określić w formie zależności [1]:

$$\frac{dX_i}{dt} = \alpha(G) \cdot D \cdot \Delta T^9 \cdot X_i^n \cdot (1 - X_i)^p \quad (2)$$

gdzie: $n = \frac{2}{3}(1 - X_i)$; $p = \frac{2}{3}X_i$; $\alpha(G) = 2^{\frac{G-1}{2}}$

- G – wielkość ziarna byłego austenitu, μm ,
- T – temperatura, K,
- D – współczynnik dyfuzji,
- X_i – udział objętościowy fazy $i = \alpha, P, B, M$ (α – ferryt, P – perlit, B – bainit, M – martenzyt).

Z punktu widzenia cech mikrostruktury, podstawowe własności mechaniczne materiałów o budowie polimorficznej, jak: stale niskowęglowe, niskostopowe, wysokostopowe stale ferrytyczne, można określić w postaci [2]:

$$s = \sum X_i s_i = X_\gamma \cdot s_\gamma + X_\alpha \cdot s_\alpha + X_P \cdot s_P + X_M \cdot s_M \quad (3)$$

gdzie:

- s – wypadkowy parametr określający cechy wytrzymałościowe struktury, np. spoiny bądź określonej podstrefy SWC,
- s_i – parametr określający cechy wytrzymałościowe struktury i – tej fazy,
- X_i – udział objętościowy fazy $i = \gamma, \alpha, P, B, M$.

Zgodnie z równaniem Hall'a-Petch'a, możemy uznać, iż: $s = R_e$:

$$s = R_e = \sigma_0 + k \cdot d^{-\frac{1}{2}} + \Delta\sigma_0 \log \frac{1}{N_0 d^3} \quad (4)$$

gdzie:

- σ_0 – naprężenie tarcia sieci, Pa,
- $\Delta\sigma_0$ – przyrost naprężenia tarcia sieci spowodowany 10-krotnym wzrostem szybkości odkształcenia, Pa,
- k – stała określająca siłę zablokowania dyslokacji,
- d – średnica ziarna, μm ,
- N_0 – wyjściowa liczba aktywnych ziaren w jednostce objętości, mm^{-3} ,
- R_e – granica plastyczności spoiny bądź podstrefy SWC.

Pierwsze dwa człony równania (4) oznaczają dolną granicę plastyczności, natomiast trzeci człon oznacza różnicę pomiędzy górną i dolną granicą plastyczności, wywołaną wpływem prędkości ruchu dyslokacji spoiny.

Problem oceny granicy plastyczności spoiny, w przypadku spawania wielowarstwowego, jest złożony, a wartość R_e proponuje się ocenić jako [3]:

$$R_e = V_p \cdot R_e^p + V_s \cdot R_e^s \quad (5)$$

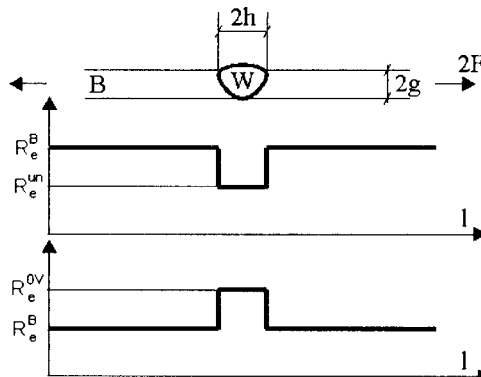
gdzie:

- R_e^p – granica plastyczności struktury pierwotnej,
- R_e^s – granica plastyczności obszaru, w którym nastąpiła zmiana budowy struktury pierwotnej w wyniku reustenityzacji bądź wyżarzania (odpuszczania),
- V_p – objętość struktury pierwotnej,
- $V_s = 1 - V_p$ – objętość struktury reustenityzowanej bądź wyżarzanej (odpuszczanej).

Jak wynika z powyższych ustaleń, własności mechaniczne mikrostruktury, wyrażone przykładowo poprzez wartość R_e , są funkcją własności poszczególnych składników osnowy materiału oraz ich cech geometrycznych.

3. ANALITYCZNA OCENA ODPORNOŚCI NA PĘKANIE ZŁĄCZY SPAJANYCH O HETEROGENICZNEJ BUDOWIE

Proces spajania, a zwłaszcza spawania, zasadniczo prowadzi do lokalnych zmian struktury o znacznym stopniu heterogeniczności, co nieodłącznie prowadzi również do lokalnej zmiany cech wytrzymałościowych złącza. Rozważmy więc w dalszej kolejności ten stan problemu w skali makroskopowej całego złącza spawanego – rysunek 2.



Rys.2. Charakterystyka modelu niejednorodnego złącza spawanego:

a. $K_s^{un} = R_e^B / R_e^{un} > 1$; b. $K_s^{ov} = R_e^B / R_e^{ov} < 1$

W modelu tym makroskopowe własności mechaniczne mikrostruktury są wyznaczone przez R_e materiału rodzimego R_e^B i spoiny R_e^{un} oraz R_e^{ov} we wzajemnej relacji $R_e^B > R_e^{un}$ i $R_e^B < R_e^{ov}$. Poprawna interpretacja własności mechanicznych tego modelu złącza wiąże się z uwzględnieniem oddziaływania więzów mechanicznych, które stanowią powierzchnie kontaktowe stref (B) i (W).

Określenie zmiany stanu naprężenia i ilościowa jego ocena, jako rezultatu oddziaływania więzów mechanicznych w wyniku lokalnych zmian strukturalnych w obszarze powierzchni kontaktowych stref B i W, posiada więc fundamentalne znaczenie dla właściwej interpretacji i oceny własności złącza. Ocenę stanu naprężenia dla analizowanego modelu wykonano w opracowaniu [4], zakładając idealne własności sprężysto-plastyczne stref B i W, co pozwala w pierwszej kolejności skorygować wartość granicy plastyczności złącza, uwzględniającego lokalną zmianę struktury i własności mechanicznych oraz wzajemne oddziaływanie stref B i W, jako [5]:

– dla sytuacji wg rysunku 2a:

$$R_e^{zu} = R_e^{un} \cdot K_W^{un} \quad (6)$$

– dla sytuacji z rysunku 2b:

$$R_e^{zl} = R_e^{ov} \cdot K_W^{ov} \quad (7)$$

$$K_W^{un} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{1}{4(1-q)} \left[\frac{\pi}{2} + 2(1-2q)\sqrt{q(1-q)} - \arcsin(2q-1) \right] + (1-q)\frac{1}{4\hat{e}} \right) \quad (8)$$

$$K_W^{ov} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{1}{4(1-q)} \left[-\frac{\pi}{2} - 2(1-2q)\sqrt{q(1-q)} - \arcsin(2q-1) \right] + (1-q)\frac{1}{4\hat{e}} \right) \quad (9)$$

gdzie: $\kappa = 2h / 2g$; $0 \leq q < 1$

R_e^{un} – granica plastyczności strefy złącza o obniżonej wartości w stosunku do materiału rodzimego R_e^B ($R_e^B > R_e^{un}$) – rysunek 2a,

R_e^{ov} – granica plastyczności strefy złącza o podwyższonej wartości w stosunku do materiału rodzimego R_e^B ($R_e^B < R_e^{ov}$) – rysunek 2b,

q – parametr bezwymiarowy.

Parametr bezwymiarowy q uwzględnia wpływ nieprostokątnego ułożenia powierzchni kontaktowych spoiny W i materiału rodzimego B, bądź powierzchni kontaktowych podstref SWC w stosunku do siły 2F – rysunek 2. W przypadku prostokątnego ułożenia powierzchni kontaktowej do siły 2F, parametr bezwymiarowy spełnia warunek $q = 0$. W sensie fizycznym, uwzględnia on wpływ obecności naprężeń stycznych na powierzchni kontaktowej stref W i B – rysunek 2.

Zmiana stanu naprężenia w analizowanym układzie (rys.1) wpłynie więc również na zmianę mechanicznego oddziaływania i własności mechaniczne heterogenicznego układu, w tym również na zmianę odporności na pękanie poszczególnych stref modelu. Według danych, jakie podaje M. Toyoda [6], zmiana parametru $M = R_e^{un/ov} / R_e^B$ w przedziale od 0,8 do 1,2 oznacza ~ 20% zmianę parametrów, określających odporność na pękanie. Roz-

rzut parametrów określanych eksperymentalnie jest znacznie wyższy. Rozpatrzmy więc w dalszej kolejności sytuację, wynikającą z umiejscowienia w centralnej części strefy (W) szczeliny o długości $2a$, prostopadłej do siły $2F$ (rysunek 2), przyjmując jako miarę odporności na pękanie parametr $\delta - \text{CTOD}$. Wobec tego miarą zmiany odporności na pękanie strefy (W) – δ_W , normalizowanego poprzez δ_B dla obszaru B jest parametr:

$$\delta_R = \frac{\delta_W}{\delta_B} \quad (10)$$

Jeżeli dokonamy oceny δ_W zgodnie z zależnością, jaką podaje K.H. Schwalbe [7]:
– dla sytuacji wg rysunku 2a:

$$\delta_W^{\text{un}} = \frac{3\pi a R_e^B}{2M} M^{(1-1/n_w)} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e^B} \right)^{n_B/n_w} \quad (11)$$

$$M = R_e^W / R_e^B < 1; \varepsilon_e^B = R_e^B / E$$

n_B, n_W – współczynniki umocnienia materiału stref (B) i (W),
– dla sytuacji wg rysunku 2b:

$$\delta_W^{\text{ov}} = \frac{3\pi a R_e^B}{2M} M^{(1-1/n_w)} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e^B} \right)^{n_B/n_w} \quad (12)$$

$$M = R_e^W / R_e^B > 1$$

to wartość parametru δ_R określimy zgodnie z zależnością:
– dla sytuacji wg rysunku 2a

$$\delta_R^{\text{un}} = \frac{\delta_W^{\text{un}}}{\delta_B} = M^{(1-1/n_w)} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e^B} \right)^{(n_B/n_w-1)} \quad (13)$$

– dla sytuacji wg rysunku 2b:

$$\delta_R^{\text{ov}} = \frac{\delta_W^{\text{ov}}}{\delta_B} = M^{(1-1/n_w)} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e^B} \right)^{(n_B/n_w-1)} \quad (14)$$

Wobec powyższego, biorąc pod uwagę określony uprzednio parametry K_W oraz $K_S^{\text{un/ov}}$, wartość δ_R określimy jako [2]:

– dla sytuacji wg rysunku 2a:

$$\delta_R^{\text{un}} = \left(\frac{1}{K_S^{\text{un}}} \right)^{(1-1/n_w)} \cdot \left(\frac{K_W^{\text{un}}}{K_S^{\text{un}}} \right)^{\left(\frac{1}{n_w} - \frac{1}{n_B} \right)} \quad (15)$$

– dla sytuacji wg rysunku 2b:

$$\delta_R^{ov} = \left(\frac{1}{K_S^{ov}} \right)^{(1-1/n_w)} \cdot \left(\frac{K_W^{ov}}{K_S^{ov}} \right)^{\left(\frac{1}{n_w} - \frac{1}{n_B} \right)} \quad (16)$$

gdzie:

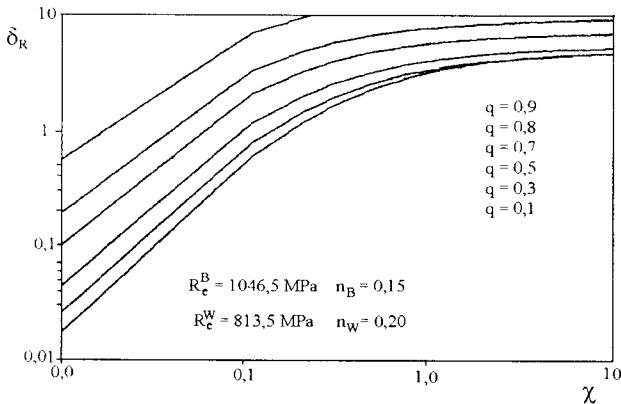
K_S^{un} – parametr bezwymiarowy, charakteryzujący stopień zróżnicowania cech własności mechanicznych złącza z występującą strefą o obniżonych własnościach mechanicznych R_e^{un} w stosunku do materiału rodzimego

$$R_e^B \left(K_S^{un} = R_e^B / R_e^{un} \geq 1 \right),$$

K_S^{ov} – parametr bezwymiarowy, charakteryzujący stopień zróżnicowania cech własności mechanicznych złącza z występującą strefą o podwyższonych własnościach mechanicznych R_e^{ov} w stosunku do materiału rodzimego

$$R_e^B \left(K_S^{ov} = R_e^B / R_e^{ov} \leq 1 \right).$$

Na rysunku 3 przedstawiono zmianę parametru δ_R jako funkcji χ dla $q = 0,1 \div 0,9$, zgodnie ze wzorem (6) dla wysokowytrzymałej stali o własnościach $R_e^W = 813,5$ MPa i $R_e^B = 1046,5$ MPa.



Rys. 3. Wykres δ_R jako funkcji χ dla $q = 0,1 \div 0,9$ i $K_S = 1,3$ oraz wartościach $R_e^B = 1046,5$ MPa, $R_e^W = 813,5$ MPa, a także $n_B = 0,15$, $n_W = 0,20$

Ponadto na rysunku 4 określono zmianę parametru δ_R , również jako funkcji χ dla $q = 0$ oraz $K_S^{un} = 1,05 \div 1,30$ [2].

Powyższa analiza wyraźnie wskazuje na istotny wpływ zróżnicowania własności mechanicznych stref (W) i (B) na odporność na pękanie heterogenicznego układu przedstawionego na rysunku 2.

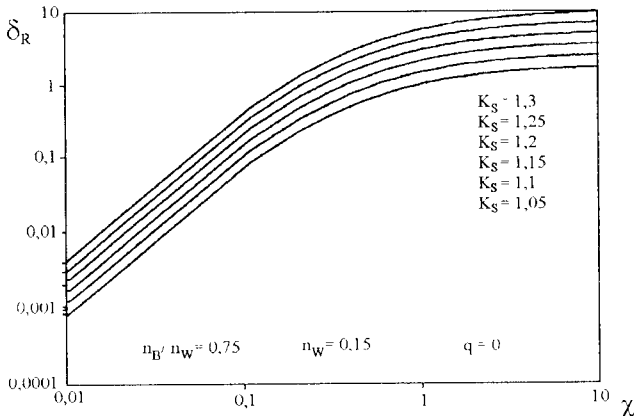
Pozwala to również określić związek:

$$\frac{\delta_c^W}{\delta_c^B} \geq \delta_R \quad (17)$$

gdzie:

δ_c^W i δ_c^B – oznaczają krytyczną wartość δ dla spoiny W lub SWC i materiału rodzimego B,

co oznacza, iż odporność na pęknięcie złącza jest równa lub wyższa niż materiału rodzimego B.



Rys.4. Wykres δ_R jako funkcji χ dla $q=0$ i $K_s = 1,05 \div 1,30$

4. WNIOSKI KOŃCOWE

Ogólna charakterystyka relacji: struktura – własności mechaniczne wskazuje w sposób jednoznaczny na konieczność odejścia od jednorodnego ośrodka materialnego, przy ocenie własności mechanicznych, zwłaszcza w przypadku połączeń spajanych. Przeprowadzony w niniejszym opracowaniu przykład oceny i wykorzystania parametru $\delta_R^{un/ov} = \delta_W^{un/ov} / \delta_B$ może być źródłem informacji o tym, jak dobrać krytyczną wartość δ_c – CTOD, ażeby zapewnić globalną wytrzymałość złącza, równą co najmniej materiałowi rodzimemu B w stanie wyjściowym, przed spajaniem.

LITERATURA

- [1] Pan R., Watt D.F.: Simulating microstructure development in high – carbon steel cross – wire welding. Welding Journal Nr 12, 1995.

- [2] Karlsson L. et al.: Modelling of residual stresses and distortion development. Mathematical Modelling of Weld Phenomena 3. Institute of Materials. Book 650. 1997.
- [3] Bhadeshia H.K.D.H.: Modelling of steel welds. Materials Science and Technology. Vol. 8. pp. 128 ÷ 133. February 1992.
- [4] Ranatowski E.: Some remarks on stress state at interface of the mis-matched weld joints. 2nd International Symposium on Mis-Matching of Weld. Reinstorf – Lüneburg, Germany, 1996.
- [5] Ranatowski E.: Influence of the constraint effect on fracture resistance of mis-matched weld joints. ECF 11 – Mechanisms and Mechanics of Damage and Failure. Futuroscope-Poitiers. France, 1996.
- [6] Toyoda M.: Problems with relation to strength mismatching an future works. Osaka University, Japan, 1993.
- [7] Schwalbe K.H.: Effect of weld metal mis – match on toughness requirement; Some simple analytical considerations using the Engineering Treatment Model (ETM). International Journal of Fracture, 56, 1992, pp. 257–277.

SOME PROBLEMS OF AN ASSESSMENT ON FRACTURE OF WELD JOINTS

Summary

At beginning was presented the relation between structure and mechanical properties of the heterogeneous weld joints. Conclusions from the theoretical analysis form some basis for application of constraint factor K_w to an assessment of the fracture parameters. For example, there was made an assessment of the ratio of driving force δ_R . Finally was made an analytical assessment of δ_R for 14HNMBCu steel.

Key words: structure, mechanical, properties, fracture, criteria

NEURONOWY MODEL ROZKŁADU PRĘDKOŚCI STRUMIENIA WYJŚCIOWEGO W OSIOWOSYMETRYCZNYM ELEMENTE STRUMIENIOWYM

Kazimierz Peszyński, Krzysztof Nowicki

Katedra Sterowania i Konstrukcji,
Wydział Mechaniczny ATR,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-793 Bydgoszcz

Referat prezentuje metodę modelowania własności elementów strumieniowych za pomocą sztucznych sieci neuronowych. Sieć neuronową wykorzystano do zamodelowania rozkładu prędkości przepływu powietrza w zaworze strumieniowym. Ponadto przedstawiono sposób tworzenia zbiorów: treningowego i testującego. Sprawdzono wpływ doboru konfiguracji parametrów wejściowych na wynik działania sieci neuronowej.

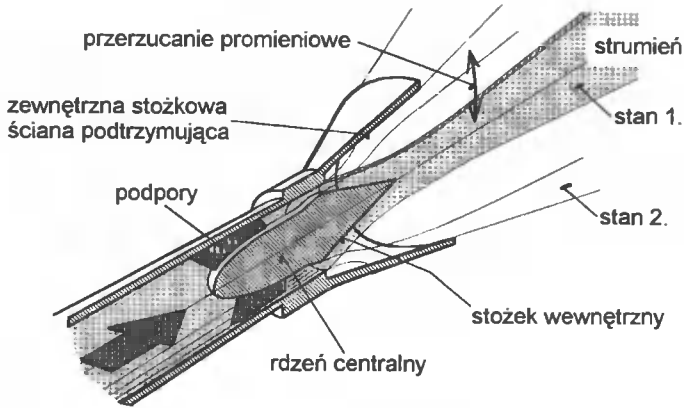
Słowa kluczowe: technika strumieniowa, sztuczne sieci neuronowe

1. WSTĘP

W ostatnich latach obserwowany jest powrót do badań prowadzonych bardzo intensywnie w latach sześćdziesiątych i siedemdziesiątych. W zakresie techniki strumieniowej, obiektem zainteresowania badaczy były wtedy miniaturowe przerzutniki, które miały służyć do budowy układów logicznych. W związku z gwałtownym rozwojem elektroniki tego typu elementy okazały się niepraktyczne. Obecnie przedmiotem zainteresowania są urządzenia charakteryzujące się znacznie większymi rozmiarami, służące przede wszystkim do sterowania strumieniem płynów o znacznym natężeniu przepływu. Stąd przyjęła się również nowa nazwa „Siłowa technika strumieniowa” (ang. „Power fluidic”). Wykorzystanie siłowej techniki strumieniowej napotyka na poważne niedogodności. Charakterystyki statyczne elementów strumieniowych są silnie nieliniowe, co musi być uwzględniane w obliczeniach. Każdy element strumieniowy wymaga indywidualnego określenia jego własności, w zależności od poszczególnych obciążeń. Wiąże się to z koniecznością prowadzenia żmudnych badań przy uwzględnianiu dużej liczby parametrów wejściowych. Trudności potęguje fakt, że w obszarze przepływów turbulentnych brak jest prostych i jednoznacznych zależności, opisujących zachodzące zjawiska. Często korzysta się ze wzorów empirycznych o parametrach ustalanych doświadczalnie. W celu ograniczenia liczby badań, autorzy podjęli próbę zbudowania modelu przy wykorzystaniu sztucznej inteligencji, który przynajmniej w pewnym zakresie będzie zastępował klasyczny model matematyczny.

2. PRZEDMIOT BADAŃ

Modelowaniu neuronowemu poddano element strumieniowy, którego model fizyczny przedstawiono na rysunku 1. Strumień powietrza przepływa przez dyszę pierścieniową, powstałą w wyniku umieszczenia w obudowie o przekroju kołowym rdzenia również o przekroju kołowym. Wypływający strumień powietrza może znajdować się w dwóch stanach określonych na rysunku jako „stan 1” i „stan „2”. Zależnie od parametrów geometrycznych stożków rdzenia i obudowy strumień w wyniku zjawiska Coandy przylega do jednego z ww. stożków. Strumień przylegający do stożka obudowy charakteryzuje się małymi prędkościami przepływu oraz stosunkowo dużym przekrojem, natomiast strumień przylegający do stożka rdzenia charakteryzuje się dużą prędkością i małym przekrojem. Celem badań było zamodelowanie rozkładu prędkości strumienia powietrza wypływającego z dyszy w położeniu oznaczonym jako „stan 1”



Rys.1. Model fizyczny badanego elementu strumieniowego

3. SZTUCZNA SIEĆ NEURONOWA

Do modelowania wykorzystano sztuczną sieć neuronową, przedstawioną w pracy [6]. Dodatkowe informacje na temat jej cech można zdobyć przez porównanie z siecią LVQ, zaprezentowaną w pracy [1] oraz probabilistyczną siecią neuronową [5]. Sieć neuronowa składa się z czterech warstw sztucznych neuronów (rysunek 2) [6].

Pierwsza warstwa jest warstwą wejściową o liczbie neuronów równej liczbie zmiennych wejściowych. Każdy z neuronów przekazuje wartość wejściową na wyjście.

$$Y_i^A = X_i^A \quad (1)$$

gdzie:

Y_i^A – wartość wyjściowa i -tego neuronu,

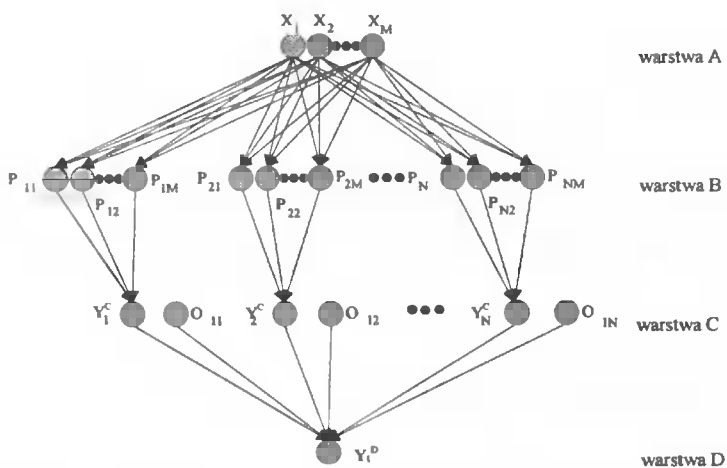
X_i^A – wartość i -tej zmiennej wejściowej.

Warstwa druga jest macierzą neuronów o rozmiarach równych liczbie zmiennych wejściowych i liczbie przykładów treningowych. Neurony te:

$$Y_{ij}^B = \left[\sum_{k=1}^M (Y_k^A - P_{ij}) \delta_{kj} \right]^2 \quad (2)$$

gdzie:

- Y_{ij}^B – wartość na wyjściu neuronu związanego z i -tą zmienną w j -tym przykładzie treningowym,
- M – liczba zmiennych wejściowych,
- P_{ij} – wartość i -tej zmiennej w j -tym przykładzie treningowym,
- δ_{kj} – waga połączenia pomiędzy k -tym neuronem wejściowym i j -tym neuronem w drugiej warstwie, równa 1 dla $k = j$ lub 0 w pozostałych przypadkach.



Rys.2. Graficzna reprezentacja architektury sieci neuronowej [6]

Warstwa trzecia zbudowana jest z dwóch rodzajów sztucznych neuronów. Pierwszy z nich występuje w liczbie równej liczbie przykładów treningowych i oblicza wartość na swoim wyjściu według równania:

$$Y_j^C = e^{\alpha} \quad , \quad \text{w której} \quad \alpha = \frac{\sum_{j=1}^M Y_{ij}^B}{p} \quad (3)$$

gdzie:

- Y_j^C – wyjście neuronu związanego z j -tym przykładem treningowym,
- p – współczynnik kary, którego wartość jest ustalana w procesie uczenia.

Drugi typ neuronów jest macierzą o rozmiarach równych liczbie zmiennych wejściowych w jednym kierunku i liczbie przykładów treningowych – w drugim. Neurony te przekazują na wyjściu wartość ustaloną z poniższej zależności:

$$\overline{Y_{nj}^C} = O_{nj} \quad (4)$$

gdzie:

Y_{nj}^C – wyjście neuronu związanego z j-tym przykładem treningowym,
 O_{nj} – n-ta wartość wyjściowa w j-tym przykładzie treningowym.

Czwarta warstwa sieci neuronowej jest warstwą wyjściową i zbudowano ją z neuronów w liczbie równej liczbie parametrów wyjściowych. W warstwie tej wykonywane są obliczenia według zależności:

$$Y_n^D = \frac{\sum_{j=1}^N Y_j^C}{\sum_{j=1}^N Y_j^C \overline{Y_{nj}^C}} \quad (5)$$

gdzie:

Y_n^D – wynik obliczeń sieci neuronowej n-tej wartości wyjściowej,
 N – liczba przykładów w zbiorze treningowym.

Proces uczenia sieci przebiega „pod nadzorem” i polega na poszukiwaniu wartości współczynnika p , dla której wystąpi minimalny błąd średniokwadratowy na wyjściu sieci. Uczenie sieci przebiega z wykorzystaniem algorytmu iteracyjnego. Występowanie pojedynczego parametru będącego przedmiotem treningu zapewnia sieci dużą szybkość uczenia.

4. DANE EKSPERYMENTALNE

Wyniki badań eksperymentalnych, określające zależność miejscowej prędkości przepływu powietrza od zmiany położenia punktu pomiarowego dla różnych objętościowych natężeń przepływu, przyjęto zgodnie z pracą [4]. Każdy z pomiarów wykonywany był trzykrotnie. Do pomiaru prędkości użyto anemometru PAT 88 o zakresie pomiarowym 0–20 [m/s] i dokładności wskazań 0,1 [m/s]. Czujnik anemometru umieszczono na stole krzyżowym, umożliwiającym jego przemieszczanie w kierunkach wzajemnie prostopadłych w zakresie od 0 do 100 [mm]. Oprócz wymienionych wyżej trzech parametrów rejestrowano temperaturę przepływającego powietrza, objętościowe natężenie przepływu Q_v [m³/s], ciśnienie atmosferyczne p_a [Pa] i ciśnienie statyczne p_s [Pa] w rurociągu przed badanym elementem. Na podstawie otrzymanych wyników obliczano średnią prędkość przepływającego powietrza w_d [m/s]:

$$w_d = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2} \quad (6)$$

gdzie:

Q_v – objętościowe natężenie przepływu [m³/s],
 D – średnica rurociągu [m],

oraz jego lepkość kinematyczną ν [m²/s]:

$$\bar{\alpha} = \frac{1,456 \cdot 10^{-6} T^{3/2}}{T + 110} \cdot \frac{R \cdot T}{p} \quad (7)$$

gdzie:

T – temperatura przepływającego powietrza [K],

R – stała gazowa dla powietrza, 288 [J/kgK],

$p = p_s + p_a$ – ciśnienie bezwzględne w rurociągu [Pa].

Obliczone wielkości fizyczne posłużyły następnie do wyznaczenia liczby Reynoldsa. Tak wyznaczone Re pozwala na uogólnienie wyników badań eksperymentalnych.

$$Re = \frac{w_d \cdot D}{\nu} \quad (8)$$

5. METODYKA BADAŃ

Badania eksperymentalne, a następnie obliczenia wykonano dla punktów pomiarowych leżących w odległości 5 [mm] od wierzchołka stożka centralnego. Następnie wybrane dane zostały rozdzielone pomiędzy dwa zbiory. Pierwszy z nich wykorzystano do treningu sztucznej sieci neuronowej. Składał się on z 1200 wektorów pomiarowych zawierających następujące parametry: x [mm], w_d [m/s], T [K], p_a [Pa], ν [m/s]. Drugi posłużył do określenia jakości uzyskanego modelu neuronowego. Zawierał 600 wektorów pomiarowych składających się z takich samych parametrów jak w przypadku zbioru treningowego, z tą różnicą, że wartości prędkości ν nie były prezentowane sieci neuronowej. Zbiór treningowy został wyodrębniony w ten sposób, że z danych pomiarowych usunięto wyniki pomiarów uzyskane we wszystkich punktach pomiarowych dla 9 wybranych liczb Reynoldsa (tab.1).

Tabela 1. Parametry statystyczne zbioru treningowego i testującego

| Zbiór treningowy | | | | | |
|------------------------|----------|---------|-------------|---------------|-------------|
| Parametr | x [mm] | T [K] | w_d [m/s] | p_a [Pa] | ν [m/s] |
| Zakres zmian | 0–76 | 292–295 | 2,3–11,2 | 101000–101029 | 0–6,3 |
| Wartość średnia | 38,00 | 293,58 | 7,68 | 101012,96 | 2,4 |
| Błąd standardowy | 0,69 | 0,02 | 0,08 | 0,25 | 0,1 |
| Odchylenie standardowe | 22,52 | 0,78 | 2,46 | 8,36 | 2,1 |
| Zbiór testujący | | | | | |
| Parametr | x [mm] | T [K] | w_d [m/s] | p_a [Pa] | ν [m/s] |
| Zakres zmian | 0–76 | 292–295 | 3,2–10,9 | 101000–101026 | 0–6 |
| Wartość średnia | 38,00 | 293,84 | 7,64 | 101012,93 | 2,4 |
| Błąd standardowy | 0,96 | 0,03 | 0,11 | 0,37 | 0,1 |
| Odchylenie standardowe | 22,53 | 0,81 | 2,58 | 8,70 | 2,1 |

Z usuniętych danych utworzono zbiór testujący. Kryterium wyboru konkretnej liczby Reynoldsa stanowił warunek uzyskania zbliżonych parametrów statystycznych dla obu zbiorów oraz warunek utrzymania całości zakresu zmian poszczególnych parametrów zbioru testującego w przedziale określonym przez zakres zmian odpowiednich parametrów zbioru treningowego.

Wykonano siedem cykli treningowych, każdy dla innej konfiguracji zmiennych wejściowych tabela 2.

Tabela 2. Konfiguracja parametrów wejściowych

| Konfiguracja sieci | x [mm] | W_d [m/s] | T [K] | p_t [Pa] |
|--------------------|--------|-------------|-------|------------|
| 1 | + | + | + | + |
| 2 | + | + | + | - |
| 3 | + | + | - | + |
| 4 | + | - | + | + |
| 5 | + | + | - | - |
| 6 | + | - | + | - |
| 7 | + | - | - | + |

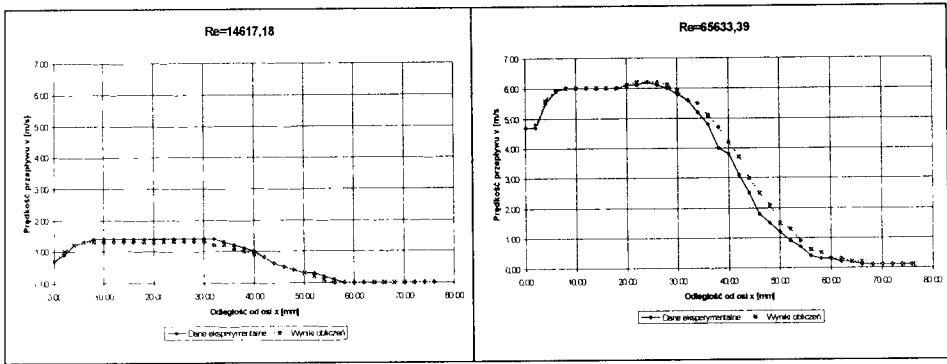
W wyniku obliczeń dla różnych konfiguracji parametrów wejściowych uzyskano przedstawione w tabeli 3 wartości błędów na wyjściu sieci neuronowej. Do dalszej analizy przyjęto konfiguracje numer 3 ze względu na najmniejszy błąd średniokwadratowy.

Tabela 3. Zestawienie błędów obliczeń sieci neuronowej od konfiguracji parametrów wejściowych

| Numer konfiguracji Sieci (z tabeli 3) | Błąd na wyjściu sieci dla zbioru treningowego | Błąd na wyjściu sieci dla zbioru testującego |
|---------------------------------------|---|--|
| 1 | 0.040743000 | 0.069491 |
| 2 | 0.043437000 | 0.074441 |
| 3 | 0.000010943 | 0.040915 |
| 4 | 0.052103000 | 0.078840 |
| 5 | 0.000017335 | 0.045828 |
| 6 | 0.312010000 | 0.336770 |
| 7 | 0.054294000 | 0.074396 |

6. WYNIKI BADAŃ

W wyniku modelowania uzyskano rozkłady prędkości powietrza wypływającego z elementu strumieniowego (wyniki dla dwóch liczb Reynoldsa prezentuje rysunek 3).



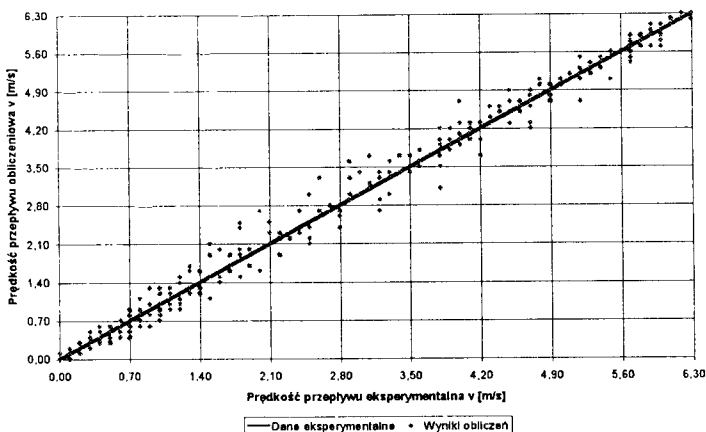
Rys 3. Profile prędkości przepływu powietrza dla konfiguracji nr 3

7. ANALIZA WYNIKÓW I WNIOSKI

Analizując uzyskane wyniki, można stwierdzić, że występuje duża zgodność pomiędzy obiektem rzeczywistym, a uzyskanym modelem. Przykładowo w tabeli 4 zaprezentowano wynik z eksperymentu oraz z obliczeń dla konfiguracji parametrów zestaw 3 wg tabeli 2. Porównanie wyników w zakresie małych prędkości przepływu rzeczywistego w zakresie od 0 do 6,3 m/s pokazano na rysunku 4.

Tabela 4. Porównanie parametrów statystycznych danych eksperymentalnych i obliczeniowych

| Parametr | $v_{\text{eksperymentalne}}$ [m/s] | $v_{\text{obliczeniowe}}$ [m/s] |
|------------------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Wartość średnia | 2,39 | 2,40 |
| Błąd standardowy | 0,09 | 0,09 |
| Odchylenie standardowe | 2,10 | 2,11 |



Rys.4. Porównanie danych eksperymentalnych i obliczeń sieci neuronowych

Ponieważ przeprowadzone badania operowały jedynie na pojedynczym zbiorze danych, trudno sformułować wnioski o charakterze ogólnym. Uzyskane wyniki przemawiają jednak za kontynuowaniem poszukiwań w kierunku zastosowania sztucznej inteligencji w technice strumieniowej. Zaprezentowany w referacie fragment badań ukazał, że możliwe było wytyczenie rozkładu prędkości powietrza wypływającego z elementu strumieniowego dla 9 liczb Reynoldsa na podstawie znajomości 19 innych. Biorąc pod uwagę interpolacyjne zdolności sztucznych sieci neuronowych, można przypuszczać, że możliwe jest dalsze zmniejszenie liczby pomiarów niezbędnych do zamodelowania opisywanego zjawiska. Dotyczy to zarówno liczb Reynoldsa, dla których wykonywane są pomiary, jak i liczby punktów pomiarowych (w szczególności poza obszarami przyściennymi).

8. PODSUMOWANIE

Wykorzystanie sieci neuronowej stworzyło szansę szybkiego uzyskiwania modeli matematycznych rozkładu prędkości powietrza, wypływającego z elementu strumieniowego. Efektem prowadzonych prac było potwierdzenie tezy, że nawet przy tak trudnym do opisu zjawisku, jakim jest turbulentny strumień powietrza tworzony na stożkowym rdzeniu, możliwe jest ograniczenie liczby czasochłonnych pomiarów koniecznych do ustalenia jego charakterystyki.

Celowym wydaje się również rozszerzenie badań, mające na celu uwzględnienie w modelu neuronowym: zmian rozkładu prędkości wypływającego powietrza w zależności od odległości od wierzchołka stożka centralnego, zmian parametrów stanu powietrza znajdującego się w elemencie strumieniowym oraz zmian geometrii tego elementu. Wynikiem tak prowadzonych badań powinno być uzyskanie narzędzia matematycznego, upraszczającego proces projektowania poszczególnych elementów, oraz kompleksowych systemów techniki strumieniowej.

LITERATURA

- [1] Kohonen T.: Learning Vector Quantization. *Neural Networks* 1/1988, s. 303.
- [2] Peszyński K.: Badania funkcjonalności rozdzielacza strumienia gazu technologicznego. VIII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna VIII – ICMR '98, Bydgoszcz 1998.
- [3] Peszyński K.: Flow control by axisymmetric fluidic device with radial switching. *Engineering Mechanics '98*, Svratka 1998, Republika Czeska.
- [4] Rasala M.: Badania elementów strumieniowych. Praca dyplomowa, Wydział Mechaniczny, ATR, Bydgoszcz 1998.
- [5] Specht D.F.: Probabilistic neural networks. *Neural Networks* 3/1990, s. 110–118.
- [6] aiNet User Manual Version 1.25 © aiNet, Celje, Słowenia (wydany w formie plików Word for Windows 8.0 o nazwach: part1. doc, part2. doc, part3. doc, part4. doc, appendix.doc).

NEURAL MODEL OF THE OUTLET JET VELOCITY IN AXISYMMETRIC FLUIDIC DEVICE

Summary

This paper describes modelling of the fluidic device with neural network. In research outlet jet velocity has been modelled with neural network. The method of creating training and validation set has been presented. The influence of input variables configuration on neural network has been tested.

Key words: fluidic technique, artificial neural network

NUMERYCZNE WYZNACZANIE TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ DLA I MODELU PĘKANIA

Adam Lipski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

W pracy przedstawiono numeryczną metodę wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych z pęknięciem znajdującym się w warunkach zgodnych z I-szym modelem pęknięcia. Użyto przy tym komercyjnego programu do obliczeń metodą elementów skończonych ANSYS rel. 5.4 sterowanego za pomocą własnoręcznie napisanych procedur. Umożliwiło to automatyzację obliczeń przeprowadzanych krokowo. Każdy krok obliczeń zawierał niezależne analizy MES dla wyznaczenia wartości zakresu współczynnika intensywności naprężeń, określenie na jego podstawie przyrostu długości pęknięcia oraz konieczną modyfikację siatki elementów skończonych. Działanie przyjętego do obliczeń algorytmu zaprezentowano na przykładzie. Wyniki porównano z wybraną analityczną metodą obliczeń.

Słowa kluczowe: obliczanie trwałości zmęczeniowej, propagacja pęknięć zmęczeniowych, metody numeryczne, metoda elementów skończonych (MES)

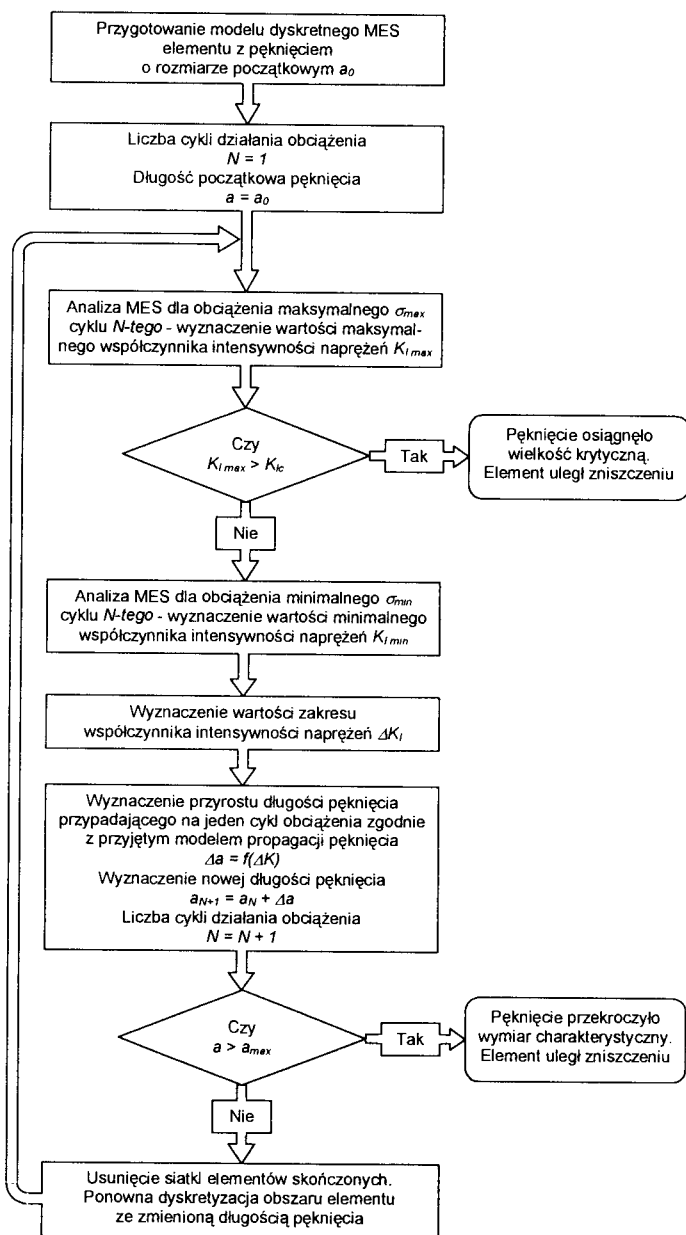
1. WSTĘP

Zasadniczym celem obliczeń w fazie propagacji pęknięcia zmęczeniowego jest przewidywanie trwałości elementów konstrukcyjnych w określonych warunkach obciążenia. Najprostszym sposobem jej wyznaczenia jest zastosowanie metod analitycznych opierających się na znajomości prędkości zmęczeniowego pęknięcia [11]. Możliwe jest to jedynie dla kilku szczególnych przypadków geometrii i obciążenia elementów posiadających rozwiązania analityczne [3, 6], z reguły więc przy przewidywaniu wzrostu pęknięć zmęczeniowych korzysta się z metod numerycznych, przede wszystkim z metody elementów skończonych (MES) oraz metody elementów brzegowych (MEB).

W pracy tej metoda elementów skończonych zastosowana została do wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych w fazie propagacji pęknięcia zmęczeniowego za pomocą numerycznie wyznaczanych parametrów mechaniki pęknięcia w warunkach zgodnych z I-szym modelem pęknięcia. Zastosowano przy tym komercyjny program do obliczeń metodą elementów skończonych – ANSYS rel. 5.4. W celu określenia przydatności przedstawionego algorytmu wyniki symulacji numerycznych zestawiono z otrzymanymi za pomocą wybranej metody analitycznej.

2. METODA OBLICZEŃ

Stosowany do obliczeń MES program ANSYS rel. 5.4 pozwala na określenie wartości podstawowych parametrów mechaniki pęknięcia [1].



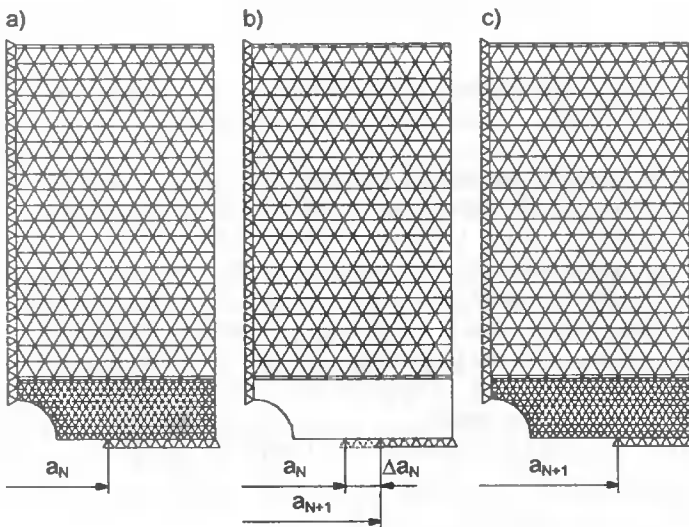
Rys. 1. Algorytm stosowany w obliczeniach

Na podstawie algorytmu przedstawionego na rysunku 1, wykorzystując język APDL (ANSYS Parametric Design Language) [1], napisano procedury służące do sterowania programem podczas numerycznego określania trwałości zmęczeniowej. Pozwoliło to na automatyzację obliczeń.

Zgodnie z pokazanym algorytmem po przygotowaniu modelu geometrycznego elementu (wraz z podziałem na elementy skończone) obliczenie trwałości odbywało się krokowo. W każdym takim cyklu obliczeń przeprowadzano niezależne analizy MES dla maksymalnego i minimalnego obciążenia elementu w celu wyznaczenia wartości zakresu współczynnika intensywności naprężeń. Następnie określano na jego podstawie, korzystając z przyjętego prawa propagacji (np. Parisa-Erdogana), wartość przyrostu długości pęknięcia. Dzięki tej wartości oraz znajomości kierunku propagacji (w warunkach zgodnych z 1-szym modelem pęknięcia rozwój pęknięcia odbywa się wzdłuż jego osi [8]) dokonywano przemieszczenia wierzchołka pęknięcia. Wymagało to modyfikacji siatki elementów skończonych, która odbywała się poprzez usunięcie elementów znajdujących się w pobliżu pęknięcia, zmianę jego geometrii oraz ponowną dyskretyzację obszaru wokół pęknięcia (tzw. „remeshing”) – rysunek 2.

Do określania przyrostu długości pęknięcia przyjęto model propagacji Parisa-Erdogana (za [3]), który w obliczeniach numerycznych stosowany jest najczęściej (np. [4], [5], [9], [10], [12]). Odpowiednio przekształcony pozwala na wyznaczenie przyrostu długości przypadającego na jeden cykl obciążenia.

Obliczenia łącznie z modyfikacją siatki MES przeprowadzano automatycznie aż do wystąpienia jednego z przypadków: przekroczenia przez K_{max} wartości zmęczeniowej odporności na pęknięcie K_{fc} (K_{Ic}) lub osiągnięcia przez pęknięcie wymiaru elementu w płaszczyźnie pęknięcia.

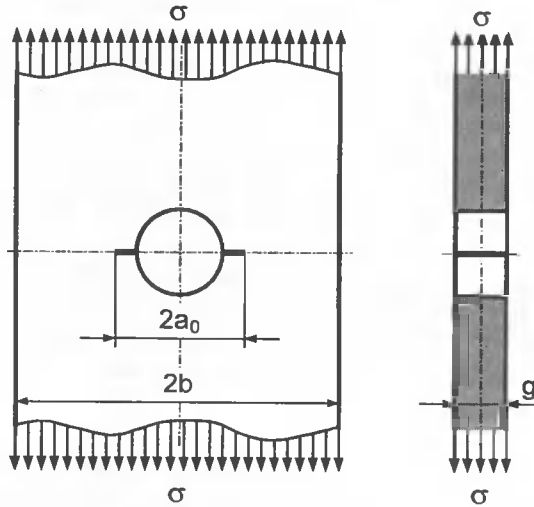


Rys. 2. Modyfikacja siatki elementów skończonych:

- a) siatka przy długości pęknięcia a_N , b) usunięcie siatki elementów skończonych w obszarze wokół pęknięcia oraz przemieszczenie wierzchołka pęknięcia do nowego położenia a_{N+1} , c) ponowna dyskretyzacja obszaru za pomocą elementów skończonych

3. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Płaski element ze środkowym pęknięciem o wymiarach jak na rysunku 3 obciążony jest rozciąganiem przy współczynniku asymetrii cyklu $R = 0$ ($\sigma_{\max} = 150$ MPa lub $\sigma_{\max} = 100$ MPa). Maksymalne obciążenie nie przekracza wartości $0,4 \cdot R_e$ (dla materiału ciągną 15G2ANb $R_e = 390$ MPa [7]), obliczenia więc można oprzeć na modelu ciała doskonale sprężystego [6] o module Young'a $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa i liczbie Poisson'a $\nu = 0,3$.

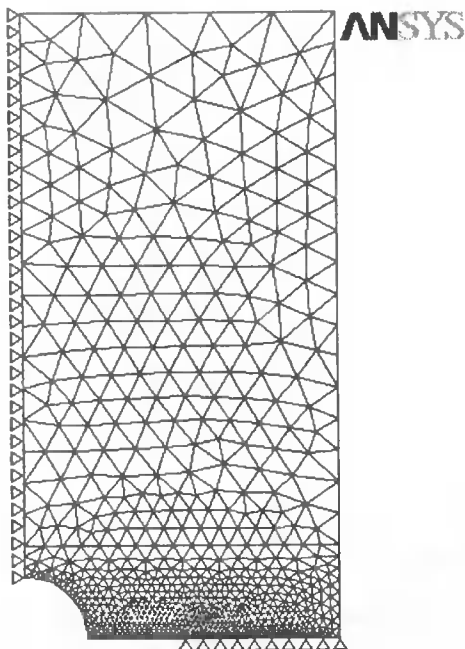


Rys.3. Geometria modelowanego elementu wraz z wymiarami:
 $2b = 100$ mm, $g = 20$ mm, $2a_0 = 24$ mm

Ze względu na podwójną symetrię geometrii, jak i obciążenia (względem pionowej i poziomej osi symetrii) dla zmniejszenia wielkości dwuwymiarowego modelu MES dyskretyzacji poddano jedynie ćwiartkę elementu. Oddziaływanie pozostałej części zamodelowano poprzez odebranie odpowiednich stopni swobody węzłom znajdującym się na granicy wyodrębnionej ćwiartki elementu. Model podzielono na dwa podobszary (rys.4): część chwytową o większym rozmiarze elementów skończonych (obszar górny), do którego górnej krawędzi przyłożono obciążenie, oraz drugi zagęszczony wokół pęknięcia (obszar dolny). Model zawierał średnio 1500 elementów i 3100 węzłów przy 6200 stopniach swobody. W analizie użyto dwuwymiarowych elementów trójkątnych o sześciu węzłach PLANE2 z biblioteki elementów ANSYS-a [2].

W obliczeniach przyjęto stałe we wzorze Parisa-Erdogana: $C = 1,03 \cdot 10^{-12}$ oraz $m = 3,89$; odporność na pękanie $K_{Ic} = 52$ MPa \cdot m^{1/2}.

Numeryczną symulację rozwoju pęknięcia zmęczeniowego przeprowadzono przy dwóch różnych naprężeniach maksymalnych cyklu obciążenia ($\sigma_{\max} = 150$ MPa lub $\sigma_{\max} = 100$ MPa) również dla innych wartości długości początkowej pęknięcia ($a_0 = 12$ – 32 mm). Ze względu na długi czas obliczeń dla dużych trwałości obliczenia odbywały się ze skokiem 5 cykli zamiast jednego, jak to przedstawiono na rysunku 1.

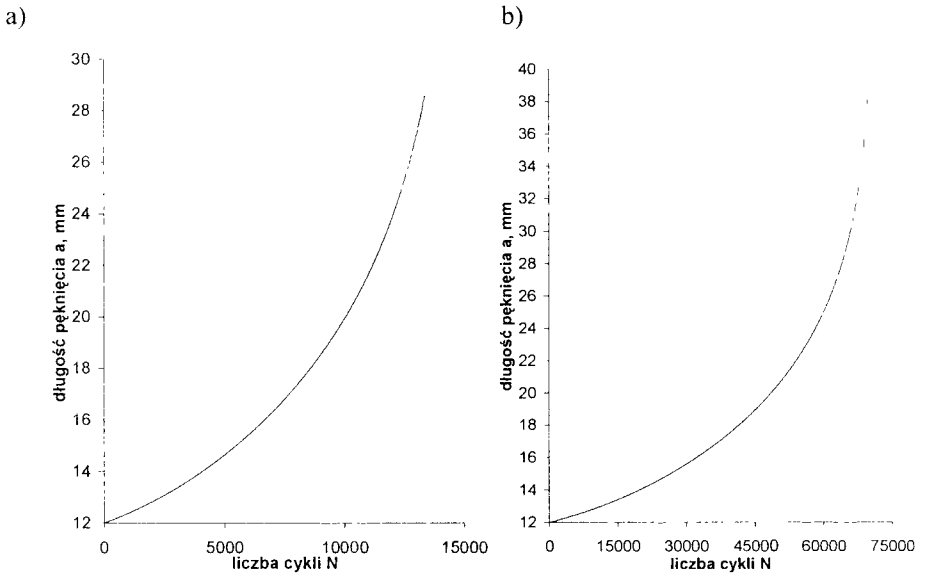


Rys.4. Model MES ćwiartki elementu

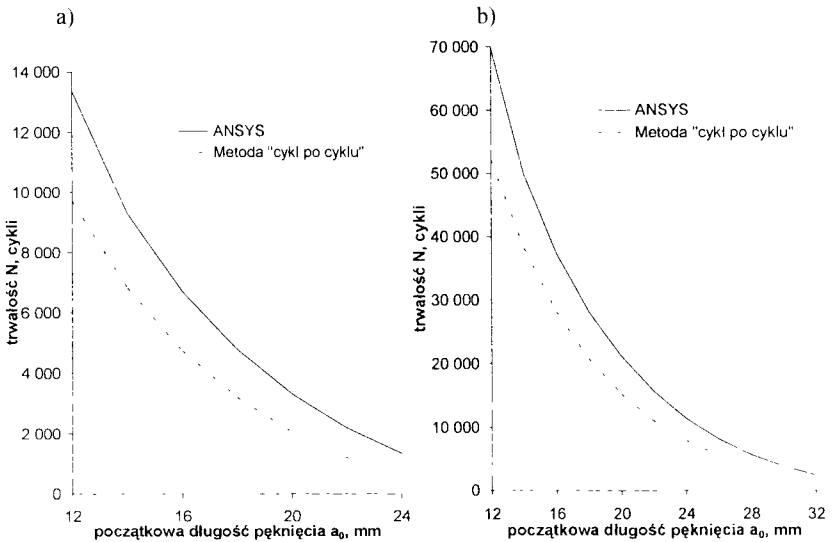
4. ANALIZA WYNIKÓW

Wyniki obliczeń dla różnych naprężeń maksymalnych cyklu obciążenia i różnych długości początkowych pęknięcia przedstawiono w tabeli 1. Zestawiono je dla porównania z wynikami otrzymanymi na podstawie obliczeń analitycznych metodą „cykl po cyklu”, które dla takiego przypadku geometrii i obciążenia możliwe są do przeprowadzenia [11]. Przykładowe wykresy rozwoju pęknięcia zmęczeniowego przedstawiono na rysunku 5.

W przypadku wyników symulacji numerycznych wyznaczona trwałość zmęczeniowa jest znacząco zależna od obciążenia zewnętrznego elementu z pęknięciem. Przy wzroście naprężenia od wartości $\sigma_{\max} = 100$ MPa do $\sigma_{\max} = 150$ MPa (1,5 razy) trwałość zmęczeniowa spada przy $a_0 = 12$ mm od wartości $N = 69\,685$ cykli do wartości $N = 13\,360$ cykli (5,2 razy); przy $a_0 = 24$ mm od wartości $N = 11\,339$ cykli do wartości $N = 1\,316$ cykli (8,6 razy). Znaczący wpływ na trwałość zmęczeniową elementu ma również długość początkowa pęknięcia przyjmowana do obliczeń. Przy dwukrotnym wzroście długości początkowej od $a_0 = 12$ mm do $a_0 = 24$ mm dla $\sigma_{\max} = 150$ MPa trwałość spada od $N = 13\,360$ cykli do $N = 1\,316$ cykli (10,2 razy), natomiast dla $\sigma_{\max} = 100$ MPa od $N = 69\,685$ cykli do $N = 11\,339$ cykli (6,1 razy). Podobne zależności zauważyć można dla wyników uzyskanych za pomocą metody analitycznej „cykl po cyklu”.



Porównując trwałości zmęczeniowe uzyskane na podstawie dwóch metod obliczeniowych: numerycznej (ANSYS) i analitycznej („cykl po cyklu”), zauważyć można występujące pomiędzy nimi różnice (rys.6).



Trwałość otrzymana za pomocą ANSYS-a jest wyższa, na co wpływ przede wszystkim ma wyższa wartość krytycznego rozmiaru pęknięcia a_{kr} niż dla porównywanej metody analitycznej. Na podstawie tabeli 1 zauważyć można, że rozbieżności pomiędzy obliczonymi trwałościami powiększają się wraz ze wzrostem początkowej długości pęknięcia a_0 . Przy wyższej wartości naprężenia σ_{max} stosunek trwałości uzyskanej wg ANSYS-a do trwałości otrzymanej metodą „cykl po cyklu” wzrasta od wartości 1,378 dla $a_0 = 12$ mm do wartości 2,446 dla $a_0 = 24$ mm (wzrost o 77,5%). W przypadku niższej wartości naprężenia σ_{max} różnice te są mniejsze i wynoszą odpowiednio: 1,336 dla $a_0 = 12$ mm oraz 1,677 dla $a_0 = 32$ mm (wzrost o 25,5%).

Tabela 1. Zestawienie wyników obliczeń trwałości zmęczeniowej otrzymanych numerycznie wg ANSYS-a oraz metodą „cykl po cyklu”

| Naprężenie maksymalne cyklu obciążenia | Rozmiar początkowy pęknięcia | Wyniki obliczeń wg ANSYS-a | | Wyniki obliczeń metodą „cykl po cyklu” | |
|--|------------------------------|-----------------------------|---------------------|--|---------------------|
| | | Długość krytyczna pęknięcia | Wyznaczona trwałość | Długość krytyczna pęknięcia | Wyznaczona trwałość |
| σ_{max} | a_0 | a_{kr} | N | a_{kr} | N |
| MPa | mm | mm | cykli | mm | cykli |
| 150 | 12 | 28,60 | 13 360 | 26,23 | 9 692 |
| | 14 | | 9 291 | | 6 807 |
| | 16 | | 6 688 | | 4 729 |
| | 18 | | 4 779 | | 3 196 |
| | 20 | | 3 309 | | 2 051 |
| | 22 | | 2 197 | | 1 188 |
| | 24 | | 1 316 | | 538 |
| | 100 | | 12 | | 38,12 |
| 14 | | 49 888 | 38 181 | | |
| 16 | | 37 345 | 28 120 | | |
| 18 | | 28 115 | 20 702 | | |
| 20 | | 21 028 | 15 156 | | |
| 22 | | 15 575 | 10 981 | | |
| 24 | | 11 339 | 7 831 | | |
| 26 | | 8 075 | 5 458 | | |
| 28 | | 5 600 | 3 678 | | |
| 30 | | 3 708 | 2 350 | | |
| 32 | | 2 293 | 1 367 | | |

5. WNIOSKI

Przeprowadzone symulacje numeryczne wykazały przydatność zaproponowanego algorytmu do wyznaczania trwałości zmęczeniowej dla elementów z pęknięciem znajdującym się w warunkach zgodnych z I-szym modelem pęknięcia. Uzyskane wyniki wskazały na znaczące uzależnienie trwałości zmęczeniowej od obciążenia zewnętrznego i rozmiaru początkowego pęknięcia.

Porównanie wyników obliczeń numerycznych z wynikami obliczeń analitycznych dla tego samego przypadku geometrii i obciążenia elementu z pęknięciem pozwoliło stwierdzić, że szczególnie dla niższych poziomów obciążenia obie metody dają podobne trwałości. Biorąc jednakże pod uwagę szybkość przeprowadzania obliczeń (przy wykorzystaniu do obliczeń komputera średniej mocy obliczeniowej SUN 1000E wyposażonego w dwa procesory, pamięć operacyjną 384 MB i wydajności 4,78 MFLOPs oraz pracy programu ANSYS przy wykorzystaniu jednego procesora czas przeliczania jednego cyklu wynosił ok. 30 s, co odpowiadało całkowitemu czasowi obliczeń wynoszącemu kilkadziesiąt godzin dla jednej wartości a_0 ; całkowity czas obliczeń analitycznych metodą „cykl po cyklu” dla największej trwałości nie przekraczał kilku minut na komputerze klasy PC) zaproponowany algorytm należy uznać za mało wydajny. Przemawia to za stosowaniem, o ile jest to możliwe, analitycznych metod obliczeń, w tym metody „cykl po cyklu”. Jednakże dla elementów, dla których brak jest odpowiednich rozwiązań analitycznych, metody numeryczne stają się jedynym, chociaż absorbującym znaczne moce obliczeniowe, sposobem na określenie trwałości zmęczeniowej. Zmniejszenie pracochłonności obliczeń uzyskać można poprzez modyfikację zaproponowanego algorytmu, zwiększając wartość przyrostu liczby cykli w jednym kroku.

LITERATURA

- [1] ANSYS Structural Analysis Guide. 3rd Edition, SAS IP, Inc. 1996.
- [2] ANSYS Elements Reference. 9th Edition, SAS IP, Inc. 1996.
- [3] Bochenek A.: Elementy mechaniki pęknięcia. cz. I, Wyd. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1998.
- [4] Dai D.N., Hills D.A., Härkegard G., Pross J.: Simulation of the growth of near-surface defects. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 59, No. 4, pp. 415-424, 1998.
- [5] Dhondt G.: Automatic 3-D mode I crack propagation calculations with finite elements. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 41, pp. 739-757, 1998.
- [6] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Wyd. PWN, Warszawa 1997.
- [7] Kubac R., Pilarczyk S., Pronobis A.: Tablice stali zwykłej jakości. Wyd. Śląsk, Katowice 1977.
- [8] Lee K.Y., Lee J.D., Liebowitz H.: Finite element analysis of the slow crack growth process in mixed mode fracture. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 56, No. 4, pp. 551-577, 1997.
- [9] Lin X.B., Smith R.A.: An improved numerical technique for simulating the growth of planar fatigue cracks. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 20, No. 10, pp. 1363-1373, 1997.
- [10] Lin X.B., Smith R.A.: Fatigue shape analysis for corner cracks at fastener holes. *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 59, No. 1, pp. 73-87, 1998.

- [11] Lipski A.: Wpływ metody obliczeń na wyniki oceny trwałości zmęczeniowej. Artykuł w bieżącym numerze Zeszytów Naukowych – Mechanika, Wyd. Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1999.
- [12] Magill M.A., Zwernehan F.J.: Sustained mode I and mode II fatigue crack growth in flat plates. Engineering Fracture Mechanics, Vol. 55, No. 6, pp. 883-899, 1996.

NUMERICAL CALCULATION OF FATIGUE LIFE IN THE CASE OF CRACKING I MODE

Summary

In this paper is presented the numerical method of fatigue life calculation for structural members with crack in the case of cracking I. mode. It is used the commercial FEM program ANSYS release 5.4, which is controlled by using the one's own hand written procedures. It makes possible an automatization of step-by-step calculations. Each calculation step includes: the independent FEM analysis for calculating the range of stress intensity factor (SIF), the growth of crack length based on the range of SIF's value and the necessary FEM mesh modification. The work of algorithm, which is used in these calculations, is presented by using the example. The numerical results are compared with the selected method of analytical calculations.

Key words: fatigue life calculation, fatigue crack propagation, numerical methods, finite element method (MES)

WPLYW METODY OBLICZEŃ NA WYNIKI OCENY TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ

Adam Lipski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

W pracy przedstawiono sposób wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych w fazie propagacji pęknięcia zmęczeniowego z zastosowaniem metody analitycznej, opierającej się na znajomości prędkości pękania. Wskazano przy tym, za źródłami literaturowymi, na możliwość wystąpienia różnic pomiędzy trwałościami wynikającymi z przyjętego sposobu przeprowadzania obliczeń (całkowania równania Parisa-Erdogana oraz metody obliczeń „cykl po cyklu”). Ilościowo różnice te wykazano na prostym przykładzie obliczeniowym, uzyskując znaczne rozbieżności pomiędzy wynikami.

Słowa kluczowe: obliczanie trwałości zmęczeniowej, propagacja pęknięć zmęczeniowych

1. WSTĘP

Większość materiałów stosowanych w budowie maszyn posiada różnorodne wady wpływające na obniżenie ich trwałości zmęczeniowej (np. wady technologiczne, metalurgiczne, karby strukturalne). W przypadku istnienia lub rozwoju pęknięć z różnego rodzaju defektów, celem obliczeń zmęczeniowych jest przewidywanie trwałości w określonych warunkach obciążenia nie doprowadzających do całkowitego zniszczenia elementów. Ocena tej trwałości jest możliwa w przypadku znajomości prędkości pękania zmęczeniowego [6]. Prędkość ta opisywana jest za pomocą różnych zależności, w których podejmuje się próby ujęcia złożoności tego procesu. Na dokładność oceny trwałości rzutuje jednakże nie tylko przyjęty w obliczeniach model propagacji pęknięcia, ale również sposób ich wykonania. Przyjmowanie w ich trakcie niektórych wielkości jako niezmiennych prowadzić może do rozbieżności w wynikach uzyskanych na podstawie różnych metod obliczeniowych. W wielu publikacjach na ten temat [7], [8]) zwraca się uwagę na te różnice, natomiast w dostępnej literaturze brakuje publikacji wskazujących ilościowo na ich wielkość.

Celem tej publikacji jest przedstawienie metody obliczeń oraz wskazanie na wielkość różnic, mogących pojawić się przy ocenie trwałości w fazie propagacji pęknięcia zmęczeniowego, przy obliczeniach opierających się na znajomości prędkości pękania. Różnice te zostaną wykazane na przykładzie.

2. METODA OBLICZEŃ

Jak wspomniano wyżej, trwałość zmęczeniowa wyznaczana jest za pomocą opisów prędkości rozwoju pęknięcia zmęczeniowego, których, ze względu na konieczność uwzględniania wielu czynników mających wpływ na przebieg pęknięcia, jest bardzo dużo [8]. Przedstawić ją można za pomocą ogólnego wzoru [5]

$$\frac{da}{dN} = f(\sigma, a, C, Y, R, \chi) \quad (1)$$

gdzie:

- da/dN – oznacza prędkość pęknięcia,
- a – aktualną długość pęknięcia,
- N – liczbę cykli,
- σ – naprężenie wyrażone przez amplitudę naprężenia σ_a (lub jej zakres $\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_a$),
- C – stałą materiałową,
- Y – parametr geometryczny elementu lub pęknięcia,
- R – współczynnik asymetrii cyklu, natomiast χ uwzględnia historię obciążenia, przy czym w praktyce czynnik ten najczęściej ulega pominięciu.

Oprócz czynników ujętych we wzorze (1), prędkość pęknięcia zależy od wielu innych (takich jak częstotliwość obciążenia, temperatura, ośrodek, w którym umieszczony jest element podlegający pękaniu, obróbka cieplna, jakiej był poddany itp. [3]), których wpływ ujmuje się w różnych opisach pęknięcia. Ich szeroki przegląd znaleźć można w monografii [7].

Często stosuje się zależności ujmujące czynniki ze wzoru (1) za pomocą parametrów wywodzących się z mechaniki pęknięcia. Rozwój pęknięcia adekwatny do przykładanego obciążenia w zdecydowanej większości wyznaczany jest przy użyciu zależności, opisującej prędkość pęknięcia w powiązaniu z zakresem współczynnika intensywności naprężeń

$$\Delta K = \Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot Y \quad (2)$$

Określenie trwałości na podstawie zależności (1) z uwzględnieniem zależności (2) sprowadza się więc teoretycznie do obliczenia całki

$$N = \int_{a_0}^{a_{kr}} f\left(\frac{da}{\Delta K, C, R}\right) \quad (3)$$

przedstawiającej liczbę cykli obciążenia N, które powodują propagację pęknięcia od jego początkowego rozmiaru a_0 do wielkości krytycznej a_{kr} . Ze względu na złożoność funkcji podcałkowej rozwiązanie całki (3) może przysparzać trudności [8]. Można wtedy wykorzystać numeryczne algorytmy obliczania całek (np. podane w [1], [4]) lub zastąpić całkę (3) sumą odpowiednio dobranych przyrostów skończonych [8]

$$N \approx \sum_{a_0}^{a_{kf}} \frac{\Delta a}{f(\Delta K, C, R)} \quad (4)$$

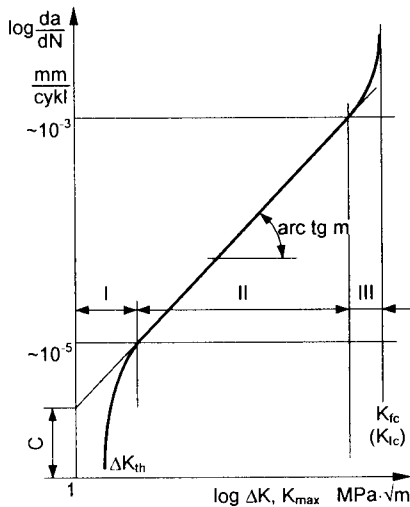
W przypadku obciążenia stochastycznego, ze względów obliczeniowych, powyższe równanie przekształca się w ten sposób, aby możliwe było wyznaczenie przyrostu długości pęknięcia Δa , przypadającego na pojedynczy cykl obciążenia. Pociąga to za sobą konieczność przeprowadzenia obliczeń metodą „cykl po cyklu”, przy znajomości pełnej jego historii. W metodzie tej długość pęknięcia w i -tym cyklu dana jest zależnością

$$a_i = a_{i-1} + \Delta a_i = a_{i-1} + f(\Delta K, C, R) \quad (5)$$

i jest obliczana, dopóki nie zostanie przekroczona wartość zmęzeniowej odporności na pęknięcie K_{fc} (K_{Ic}) lub wymiar elementu w płaszczyźnie pęknięcia.

3. PRZYKŁAD OBLICZENIOWY

Do weryfikacji metod obliczeniowych zdecydowano się wykorzystać najczęściej używany model propagacji pęknięcia, opisujący liniową część wykresu (zakres II na rysunku 1), przedstawiającego prędkość pęknięcia przy stałej amplitudzie cyklu, a odpowiadający zależności (1) – empiryczne równanie Parisa-Erdogana (1957 r.) (za [2]) o postaci



Rys.1. Wykres prędkości pęknięcia da/dN w zależności od zakresu ΔK lub największego K_{max} współczynnika intensywności naprężeń w układzie logarytmicznym [8]

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (6)$$

gdzie C i m są wyznaczanymi doświadczalnie stałymi zależnymi m.in. od rodzaju materiału, natomiast zakres naprężenia $\Delta\sigma$ wyznacza się następująco [3]:

$$\Delta\sigma = \begin{cases} \sigma_{\max} - \sigma_{\min}, & \text{dla } \sigma_{\min} > 0, \\ \sigma_{\max}, & \text{dla } \sigma_{\min} < 0. \end{cases} \quad (7)$$

Równanie (6) Parisa-Erdogana pozwala na analizę propagacji pęknięcia dla stałego w czasie współczynnika asymetrii cyklu R

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (8)$$

Przekształcając zależność (6), otrzymujemy liczbę cykli do osiągnięcia przez pęknięcie wielkości krytycznej, wyrażaną za pomocą całki o postaci

$$N = \int_{a_0}^{a_{kr}} \frac{da}{C \cdot (\Delta K)^m} \quad (9)$$

Powyższy wzór posiada dla obciążenia stałoamplitudowego dwa rozwiązania zależne od wartości wykładnika m

$$N = \begin{cases} \frac{2}{(m-2) \cdot C \cdot \Delta\sigma^m \cdot M_k^m \cdot \pi^{m/2}} \cdot \left(\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_{kr}^{(m-2)/2}} \right), & \text{dla } m \neq 2, \\ \frac{1}{C \cdot \Delta\sigma^m \cdot M_k^m \cdot \pi^{m/2}} \cdot \ln \frac{a_{kr}}{a_0}, & \text{dla } m = 2. \end{cases} \quad (10)$$

W przypadku rozwoju, np. eliptycznego pęknięcia w kierunku grubości materiału, poprzez długość pęknięcia rozumie się głębokość penetracji. W razie potrzeby należy również uwzględnić w powyższych zależnościach współczynnik kształtu pęknięcia Q niezależnie od współczynnika skończoności wymiarów M_k [8], ujmując je łącznie we współczynniku Y.

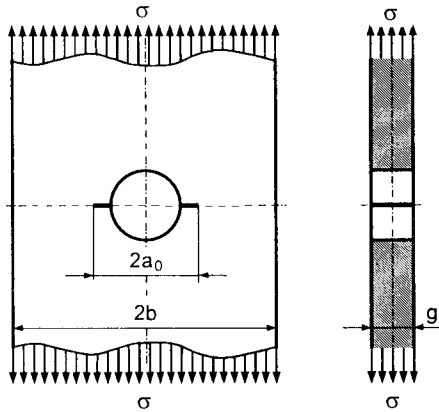
Stosowanie wzoru (10) w powyższej postaci, uzupełnionego współczynnikami korekcyjnymi, pociąga za sobą pewne uproszczenie. Polega ono na pominięciu zmienności wielkości wchodzących w skład tych współczynników. Przyjmuje się je na ogół jako średnie i niezmiennie [7]. Tak więc również w przypadku obciążenia stałoamplitudowego jedynie stosowanie obliczeń metodą „cykl po cyklu” pozwala na uwzględnienie zmienności wyżej wspomnianych wielkości i zwiększenie dokładności wyznaczania trwałości.

W przypadku wykorzystania metody obliczeń „cykl po cyklu” długość pęknięcia w i-tym cyklu wyznaczana na podstawie prawa Parisa-Erdogana dana jest zależnością

$$a_i = a_{i-1} + \Delta a_i = a_{i-1} + C \cdot \left(\Delta\sigma_i \cdot \sqrt{\pi} \cdot a_i \cdot Y_i \right)^m \quad (11)$$

Porównania trwałości uzyskanych na podstawie zależności (10) oraz obliczeń metodą „cykl po cyklu” postanowiono dokonać, korzystając z przykładu zaproponowanego w [8]. Dotyczy on obliczenia trwałości zmęczeniowej płaskiego cięgna przedstawionego na rysunku 2, obciążonego zmiennym rozciąganiem o współczynniku asymetrii cyklu $R = 0,333$, przy czym $\sigma_{\min} = 40 \text{ MPa}$ oraz $\sigma_{\max} = 120 \text{ MPa}$ ($\sigma_m = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 40 \text{ MPa}$, $\Delta\sigma = 80 \text{ MPa}$).

Cięgno wykonane jest ze stali 15G2AÑb, dla której odporność na pękanie wynosi $K_{Ic} = 52 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$, natomiast doświadczalnie wyznaczone stałe do wzoru Parisa-Erdogana dla tego materiału, przy danym współczynniku asymetrii cyklu: $C = 1,03 \cdot 10^{-12}$, $m = 3,89$.



Rys.2. Geometria modelowanego elementu wraz z wymiarami:
 $2b = 100 \text{ mm}$, $g = 20 \text{ mm}$, $2a_0 = 20 \text{ mm}$

Dla, przedstawionego na rysunku 2, przypadku geometrii elementu i pęknięcia parametr geometryczny Y uwzględnia współczynnik skończoności wymiarów M_k , który dla długości początkowej $a = a_0$ wynosi

$$Y = M_k = 1 + 0,128 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) - 0,288 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^2 + 1,525 \cdot \left(\frac{a}{b}\right)^3 = 1,026 \quad (12)$$

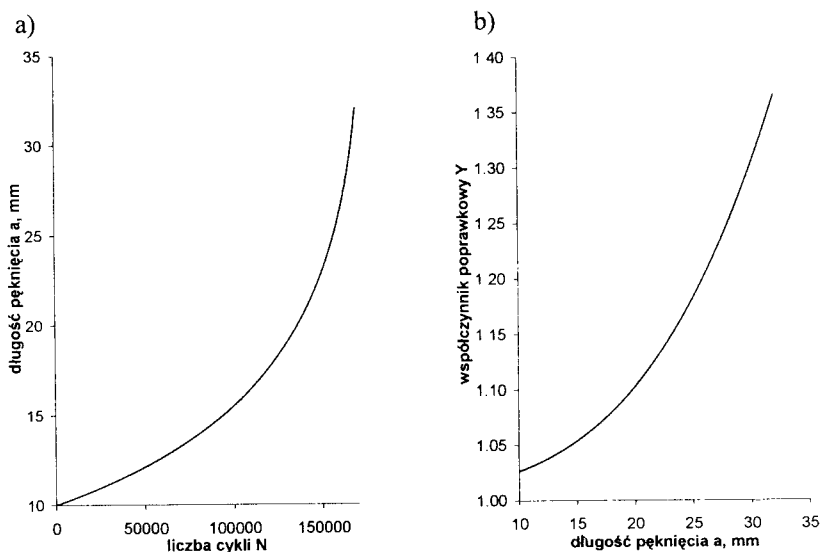
Korzystając z zależności (2), wyznaczyć można krytyczną długość pęknięcia, przy której nastąpi jego gwałtowny rozwój powodujący zniszczenie cięgna

$$a_{kr} = \frac{K_{Ic}^2}{Y^2 \cdot \pi \cdot \sigma_{\max}^2} = 0,056 \text{ m} \quad (13)$$

Krytyczna długość pęknięcia $2a_k$, większa jest od szerokości cięgna, zatem wyznaczając liczbę cykli do zniszczenia na podstawie zależności (10), właśnie szerokość b w przybliżeniu uwzględnić należy jako granicę całkowania

$$N = \frac{2}{(m-2) \cdot C \cdot \Delta\sigma^m \cdot M_k^m \cdot \pi^{m/2}} \cdot \left(\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} - \frac{1}{b^{(m-2)/2}} \right) = 240\,610 \text{ cykli} \quad (15)$$

Dla porównania za pomocą programu komputerowego przeprowadzono obliczenia metodą „cykl po cyklu”. Wyznaczona trwałość na poziomie $N = 168\,981$ cykli wynikała z przekroczenia krytycznej wartości współczynnika intensywności naprężeń (wartości odporności na pękanie K_{Ic}) przy długości pęknięcia $a = 32,06$ mm. Wykres wzrostu pęknięcia zmęczeniowego przedstawiono na rysunku 3a, natomiast zmianę wartości współczynnika poprawkowego Y , wraz ze zmianą bieżącej długości pęknięcia w każdym cyklu, na rysunku 3b.



Rys. 3. Wykres wzrostu pęknięcia zmęczeniowego wyznaczony metodą obliczeń „cykl po cyklu” (a) oraz zmiana współczynnika poprawkowego Y w zależności od aktualnej długości pęknięcia (b)

Porównania trwałości wyznaczonych wg różnych metod obliczeniowych dokonano również dla innych długości początkowych pęknięcia ($a_0 = 10 \div 30$ mm) oraz dla różnych obciążeń ($\sigma_{\max} = 60 \div 150$ MPa przy zachowaniu stałego współczynnika asymetrii cyklu R). Wyniki zestawiono w tabeli 1. Brak danych dla $a_0 = 30$ mm przy $\sigma_{\max} = 150$ MPa spowodowany jest mniejszą dla tego przypadku wartością a_{kr} niż a_0 .

4. ANALIZA WYNIKÓW

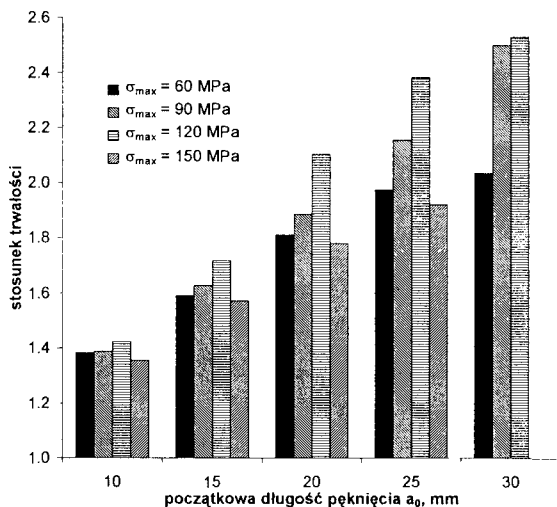
Wyniki obliczeń uzyskane na podstawie wzoru (10) oraz obliczeń metodą „cykl po cyklu” zestawiono w tabeli 1. Na jej podstawie stwierdzić można, iż trwałość zmęczeniowa na podstawie zależności (10) jest znacząco większa niż uzyskana na podstawie obliczeń metodą „cykl po cyklu”, przy czym różnice te wynoszą od 35,7% do 253,1% (rys.4). Powiększają się one wraz z długością początkową pęknięcia.

Rozbieżności występujące pomiędzy obiema metodami spowodowane są również innymi wartościami długości krytycznej pęknięcia a_{kr} , uzyskiwanymi na podstawie zależności (13) dla obliczeń przy pomocy wzoru (10) oraz otrzymanymi z wykresu roz-

woju pęknięcia dla metody „cykl po cyklu”. Dla niższych wartości naprężenia maksymalnego σ_{max} długość krytyczna, wyznaczona na podstawie wzoru (13), znacznie przekracza szerokość elementu, dlatego do obliczeń wg wzoru (10) przyjmuje się jako granicę całkowania szerokość cięgna $b = 50$ mm. Ponadto, ze względu na zależność współczynnika poprawkowego Y od długości początkowej pęknięcia a_0 , długość krytyczna a_{kr} , wykazuje zależność od wymiaru początkowego a_0 . Nie występuje to dla obliczeń metodą „cykl po cyklu”, gdzie wartość długości krytycznej zależy wyłącznie od obciążenia.

Tabela 1. Zestawienie wyników obliczeń trwałości zmęczeniowej wg zależności (10) oraz metodą „cykl po cyklu”

| Początkowa długość pęknięcia | Naprężenie cyklu | | Współczynnik poprawkowy dla a_0 | Długość krytyczna pęknięcia wg wzoru (14) | Długość krytyczna pęknięcia dla wzoru (10) | Trwałość zmęczeniowa wyznaczona | | Długość krytyczna pęknięcia wg metody „cykl po cyklu” | Stosunek trwałości wg wzoru (10) do trwałości wg metody „cykl po cyklu” |
|---------------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------------------|--|---|------------------------------------|------------------------------|---|---|
| | minimalne | maksymalne | | | | wg wzoru (10) | metodą „cykl po cyklu” | | |
| a_0 mm | σ_{min} MPa | σ_{max} MPa | Y - | a_{gr} mm | a_{kr} mm | N cykli | N_{cpc} cykli | a_{kr} mm | N/N_{cpc} - |
| 10 | 20 | 60 | 1,02628 | 227,00 | 50,00 | 3 563 360 | 2 576 629 | 48,26 | 1,384 |
| 15 | | | 1,05366 | 215,36 | 50,00 | 1 906 440 | 1 197 871 | | 1,591 |
| 20 | | | 1,10272 | 196,62 | 50,00 | 1 037 577 | 572 734 | | 1,812 |
| 25 | | | 1,18263 | 170,95 | 50,00 | 530 994 | 269 008 | | 1,974 |
| 30 | | | 1,30252 | 140,92 | 50,00 | 244 602 | 120 243 | | 2,034 |
| 10 | 30 | 90 | 1,02628 | 100,89 | 50,00 | 735 978 | 530 512 | 39,04 | 1,387 |
| 15 | | | 1,05366 | 95,71 | 50,00 | 393 757 | 242 028 | | 1,627 |
| 20 | | | 1,10272 | 87,39 | 50,00 | 214 302 | 113 610 | | 1,887 |
| 25 | | | 1,18263 | 75,98 | 50,00 | 109 672 | 50 905 | | 2,154 |
| 30 | | | 1,30252 | 62,63 | 50,00 | 50 520 | 20 198 | | 2,501 |
| 10 | 40 | 120 | 1,02628 | 56,75 | 50,00 | 240 355 | 168 981 | 32,06 | 1,422 |
| 15 | | | 1,05366 | 53,84 | 50,00 | 128 593 | 74 831 | | 1,718 |
| 20 | | | 1,10272 | 49,16 | 49,16 | 69 161 | 32 904 | | 2,102 |
| 25 | | | 1,18263 | 42,74 | 42,74 | 29 626 | 12 427 | | 2,384 |
| 30 | | | 1,30252 | 35,23 | 35,23 | 6 072 | 2 399 | | 2,531 |
| 10 | 50 | 150 | 1,02628 | 36,32 | 36,32 | 90 947 | 67 043 | 26,22 | 1,357 |
| 15 | | | 1,05366 | 34,46 | 34,46 | 43 242 | 27 523 | | 1,571 |
| 20 | | | 1,10272 | 31,46 | 31,46 | 17 659 | 9 922 | | 1,780 |
| 25 | | | 1,18263 | 27,35 | 27,35 | 2 548 | 1 326 | | 1,922 |



Rys.4. Zależność stosunku trwałości zmęczeniowej uzyskanej na podstawie wzoru (10) do trwałości uzyskanej metodą „cykl po cyklu” od początkowej długości pęknięcia stosowanej w obliczeniach dla różnych wartości maksymalnego naprężenia w cyklu

Wyraźnie zauważyć można zmianę współczynnika poprawkowego Y w trakcie symulowanego metodą „cykl po cyklu” wzrostu pęknięcia (przykładowo przedstawiony na rysunku 3b wzrost wartości Y , od wartości początkowej przy a_0 do wartości końcowej przy a_{kr} , wynosił 33,1%).

5. WNIOSKI

Przykład obliczeniowy przedstawiony powyżej oraz analiza otrzymanych na jego podstawie wyników pozwala jednoznacznie stwierdzić, że nieuwzględniane zmienności niektórych wielkości (np. zmian współczynnika korekcyjnego Y) w zależnościach typu wzoru (10) powoduje znaczne zawyżanie otrzymanej tą drogą trwałości zmęczeniowej w stosunku do metody obliczeń „cykl po cyklu”, w której wszystkie wielkości aktualizowane są wraz ze zmianą innych, przede wszystkim wraz ze zmianą bieżącej długości pęknięcia.

Czas trwania obliczeń na komputerze klasy PC (Pentium 200MHz MMX, 32MB RAM) dla największej trwałości nie przekraczał kilku minut. Tak więc stosowanie obliczeń metodą „cykl po cyklu” ze względu na prostotę wykorzystywanego algorytmu oraz wydajność obecnie używanych komputerów osobistych nie stanowi większego problemu i przemawia za ich szerszym stosowaniem.

LITERATURA

- [1] Björck A., Dahlquist G.: Metody numeryczne. Wyd. PWN, Warszawa 1987.
- [2] Bochenek A.: Elementy mechaniki pękania. Cz. I. Wyd. Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1998.
- [3] Bukowski L., Artymiak P.: Możliwości wykorzystania modeli mechaniki pękania do optymalizacji użytkowania urządzeń technicznych. Mechanika, tom 13, Zeszyt 3, s. 293-301, Wyd. AGH, Kraków 1994.
- [4] Majchrzak E., Mocherski B.: Metody numeryczne. Podstawy teoretyczne, aspekty praktyczne i algorytmy. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1994.
- [5] Neimitz A.: Mechanika pękania. Wyd. PWN, Warszawa 1998.
- [6] Dietricha M. (red): Podstawy konstrukcji maszyn. Tom I, Wyd. WNT, Warszawa 1995.
- [7] Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie metali. WNT, Warszawa 1985.
- [8] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Wyd. PWN, Warszawa 1997.

INFLUENCE OF A CALCULATION METHOD ON THE FATIGUE LIFE CALCULATION RESULTS

Summary

In this paper is presented the method of fatigue life calculation for structural members in the phase of the crack propagation. The applied analytical method is based on knowledge of the crack propagation rate. It is pointed out to possibility of appearance of differences between fatigue life calculation results obtained from used methods (integration of Paris-Erdogan's equation and „cycle-by-cycle” calculation method). The quantitative differences are presented by using the simple example, which shows considerable differences between results.

Key words: fatigue life calculation, fatigue crack propagation

ZMIANA WILGOTNOŚCI POWIETRZA PRZY ZMIANIE JEGO CIŚNIENIA

Andrzej Laskowski

Katedra Sterowania i Konstrukcji,
Wydział Mechaniczny ATR,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-763 Bydgoszcz

W pracy zaproponowane zostały dwa sposoby analitycznego wyznaczania ilości wilgoci, wykroplonej ze sprężonego powietrza po jego ochłodzeniu w chłodnicy lub zbiorniku wyrównawczym. Pierwsza metoda pozwala określić ilość wykroplonej wilgoci w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego uczestniczącego w przemianie termodynamicznej, natomiast druga umożliwia wyznaczenie ilości wykroplonej wilgoci w odniesieniu do rzeczywistej ilości powietrza wilgotnego zasysanego przez sprężarkę. Wykorzystanie programu komputerowego umożliwiło przeprowadzenie analizy procesu wykrapiania się wilgoci dla różnych kombinacji parametrów początkowych T_1 i ϕ_1 powietrza na ssaniu sprężarki oraz dla różnych wartości temperatury T_2 powietrza, do jakiej zostało ono ochłodzone po sprężeniu. Wyniki analizy przedstawiono w postaci wykresów.

Słowa kluczowe: sprężone powietrze, wykroplona wilgoć, analityczna metoda obliczeń

1. WPROWADZENIE

Jeżeli spręży się izotermicznie powietrze nasycone parą wodną, to wydzieli się z niego wilgoć w postaci wody, w mniejszej bowiem objętości w tej samej temperaturze może być zawarta mniejsza ilość pary nasyconej. Podczas sprężania adiabatycznego lub zbliżonego doń, pod wpływem rosnącej temperatury rośnie zdolność powietrza do pochłaniania pary wodnej znacznie szybciej niż zmniejsza się objętość, a zatem, jeżeli na początku sprężania powietrze było nasycone, to po sprężeniu jego wilgotność względna jest mniejsza. W przypadku gdy po sprężeniu adiabatycznym nastąpi ochłodzenie, np. w zbiorniku i przewodach, wilgotność względna wzrośnie i podczas dalszego ochładzania, po osiągnięciu punktu rosy, tj. temperatury, w której ciśnienie pary równe jest ciśnieniu pary nasyconej, wydzieli się wilgoć w postaci wody.

W procesach produkcyjnych, w których eksploatowane są urządzenia technologiczne zasilane sprężonym powietrzem, mają miejsce problemy związane z wydzieleniem się wilgoci, po sprężeniu bowiem gazu wilgotnego, a następnie ochłodzeniu go, np. w chłodnicy lub zbiorniku wyrównawczym, zgodnie z tym co przedstawiono wcześniej, jego wilgotność względna wzrasta i po osiągnięciu punktu rosy zaczyna się wykraplać wilgoć.

Wykroplona wilgoć w postaci wody powoduje rdzewienie odbiorników sprężonego powietrza i zmywanie warstwy oleju z powierzchni ślizgowych, co jest przyczyną kilkakrotnie szybszego zużycia niż w przypadku stosowania powietrza osuszonego. Wydzielanie się wody prowadzi również do wzrostu zużycia sprężonego powietrza i wysokich kosztów utrzymania maszyn i narzędzi pneumatycznych. Duże szkody i długie przerwy w pracy mogą powstać wskutek rozerwania przewodów przez zamarzającą wykroploną wodę w okresie zimy, zwłaszcza w przypadku dłuższych przerw w pracy i wyłączania ogrzewania pomieszczeń z przyczyn ekonomicznych.

Wykraplanie się wilgoci ze sprężonego powietrza, czy też innych gazów jest przyczyną licznych kłopotów i dlatego należy ją usuwać. Podstawowym sposobem, którym można to osiągnąć, jest chłodzenie sprężonego gazu w chłodnicy zainstalowanej za sprężarką. Jednak ten sposób osuszania jest niewystarczający i należy stosować dodatkowo jeszcze inne sposoby usuwania wilgoci [1, 2, 3, 11], a mianowicie przez

- absorpcję różnymi roztworami, np. roztworem wodnym gliceryny (85%), który dobrze odwadnia lecz jest dosyć drogi,
- adsorpcję materiałami higroskopijnymi, np. dwutlenkiem krzemu (koloidalnym $\text{SiO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$), który ma wielkie zdolności adsorpcyjne i pozostaje suchy na powierzchni,
- wewnętrzne chłodzenie gazu poniżej punktu rosy, tj. osuszanie gazu w urządzeniu stanowiącym element obiegu chłodniczego, np. suszarce chłodniczej zasilanej parującym czynnikiem chłodniczym,
- zewnętrzne chłodzenie gazu poniżej punktu rosy, tj. sprężenie go do ciśnienia wyższego niż żądane, ochłodzenie w chłodnicy, a następnie rozprężenie do ciśnienia nominalnego.

2. OKREŚLENIE ILOŚCI WILGOCI WYKROPLONEJ ZE SPRĘŻONEGO POWIETRZA

Aby było możliwe wybranie najbardziej odpowiedniego sposobu usuwania wilgoci ze sprężonego powietrza, jak również dobór lub opracowanie urządzenia oddzielającego ciecz, konieczna jest znajomość ilości wilgoci wydzielonej w jednostce czasu. Jak wiadomo, ilość wykroplonej wilgoci zależy od parametrów powietrza zasysanego, a więc jego ciśnienia, temperatury i zawartości wilgoci oraz ciśnienia i temperatury powietrza dostarczanego do maszyn i narzędzi pneumatycznych, a także od wydajności agregatu sprężarkowego. Ponieważ graficzny sposób obliczania ilości pary wodnej wykroplonej ze sprężonego powietrza, przedstawiony w [8], pozwala jedynie orientacyjnie określić tę ilość, autor uważa za wskazane przytoczyć w niniejszej pracy analityczną metodę obliczeń.

Przyjmując zatem, że sprężarka zasysa wilgotne powietrze o parametrach p_1 , T_1 i φ_1 oraz zakładając, że przy niezbyt wysokich temperaturach para wodna i suche powietrze zachowują się jak gazy doskonałe, można napisać poniższe zależności [4, 5, 6, 9, 10]

$$\varphi_1 = \frac{x_1}{x_{\max 1}} \approx \varphi_1 \quad (1)$$

$$x_{\max 1} = \frac{\rho_1''}{\rho_{g01}} \quad (2)$$

$$\rho_{g01} = \frac{p_1 - p_{n1}}{R_g \cdot T_1} \quad (3)$$

gdzie: p_1 , T_1 , ϕ_1 , ψ_1 , x_1 , $x_{\max 1}$, ρ_1'' , ρ_{g01} , p_{n1} , T_1 i R_g oznaczają odpowiednio ciśnienie, temperaturę bezwzględna, wilgotność względna i stopień nasycenia powietrza wilgotnego, zawartość wilgoci aktualnej oraz maksymalnej, gęstość pary nasyconej suchej, gęstość suchego powietrza, w przypadku gdy przy stałym ciśnieniu powietrza wilgotnego zostanie ono nasycone całkowicie parą, i ciśnienie nasycenia pary dla początkowych warunków ssania (w praktyce parametrów otoczenia) oraz stałą gazową powietrza suchego.

Podobnymi zależnościami można opisać stan powietrza wilgotnego sprężonego do ciśnienia p_2 , a następnie oziębionego do temperatury T_2 , tj.

$$\rho_{g02} = \frac{p_2 - p_{n2}}{R_g \cdot T_2} \quad (4)$$

$$x_{\max 2} = \frac{\rho_2''}{\rho_{g02}} \quad (5)$$

Sposób prowadzenia obliczeń jest następujący. Wykorzystując przytoczone poniżej wzory aproksymujące (6 i 7) [7], należy obliczyć dla temperatury T_1 wartości ciśnienia, nasycenia p_{n1} i gęstości ρ_1'' ($\rho_1'' = 1/v''_1$) pary nasyconej suchej, a następnie z zależności (3) wyznaczyć gęstość ρ_{g01} powietrza suchego w przypadku gdy przy stałym ciśnieniu powietrza wilgotnego zostanie ono całkowicie nasycone parą.

$$p_n = \frac{10 \cdot \exp\left(0.010280 \cdot T - \frac{7821.541}{T} + 82.86568\right)}{T^{11.48776}} \quad (6)$$

$$v'' = \frac{0.00461152 \cdot T}{p_n} \cdot \left[0.9997 - 0.029 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273.15) + \right. \\ \left. - 0.2 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15)^2 - 1 \cdot 10^{-8} \cdot (T - 273.15)^3\right] \quad (7)$$

Znając wartość ρ_{g01} , z wyrażenia (2) można obliczyć maksymalną możliwą zawartość $x_{\max 1}$, a z zależności (1) aktualną zawartość x_1 wilgoci w powietrzu zasasywanym przez sprężarkę. W podobny sposób wyznacza się ilość wilgoci w powietrzu o parametrach T_2 i p_2 , tzn. posługując się wzorami aproksymującymi (6 i 7) należy obliczyć dla temperatury T_2 wartości ciśnienia p_{n2} nasycenia oraz gęstości ρ_2'' pary nasyconej suchej i z wyrażenia (4) wyznaczyć gęstość ρ_{g02} powietrza, a z zależności (5) maksymalną możliwą zawartość $x_{\max 2}$ wilgoci w powietrzu sprężonym do ciśnienia p_2 , a następnie oziębionym do temperatury T_2 . Znajomość wartości x_1 i $x_{\max 2}$ pozwala określić ilość

wykroplonej wilgoci Δx w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego, które uczestniczy w przemianie termodynamicznej, będącej przedmiotem rozważań, a mianowicie

$$\Delta x = x_1 - x_{\max 2} \quad (8)$$

przy czym strumień masy powietrza suchego, uczestniczącego w przemianie, można obliczyć z równania stanu, znając wydajność objętościową Q_v , czyli rzeczywistą ilość gazu wytłaczanego przez króciec tłoczny sprężarki zredukowaną do warunków panujących w normalnym punkcie zasysania sprężarki, tj. ciśnienia wlotowego ssania $p_{sn} = 0,1$ MPa i temperatury wlotowej ssania $t_{sn} = 20^{\circ}\text{C}$ [8]. Należy przy tym nadmienić, że wydajność objętościowa Q_v nie zależy od początkowych warunków ssania, natomiast ilość substancji zasysanej przez sprężarkę, czyli strumień masy gazu, zmienia się wraz ze zmianą początkowych parametrów ssania, a zatem strumień masy powietrza suchego

$$m = \frac{(p_1 - \varphi_1 \cdot p_{n1}) \cdot Q_v}{R_g \cdot T_1} \quad (9)$$

i całkowita ilość wykroplonej wilgoci

$$W = m \cdot \Delta x \quad (10)$$

Przytoczony wyżej sposób postępowania umożliwi określenie ilości wykroplonej wilgoci w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego, uczestniczącego w przemianie termodynamicznej. Jednak możliwe jest również inne podejście do tego zagadnienia, a mianowicie metoda analityczna, która pozwala wyznaczyć ilość wykroplonej wilgoci w odniesieniu do rzeczywistej ilości gazu wilgotnego zasysanego przez sprężarkę. Zakładając bowiem, że przy niezbyt wysokich temperaturach para wodna i suche powietrze zachowują się jak gazy doskonałe, że zasysane jest powietrze całkowicie nasycone parą wodną oraz, że po sprężeniu mieszanina pary wodnej i powietrza ochłodzona została do temperatury początkowej ssania, można – na podstawie równania stanu – napisać następujące zależności

$$\frac{m_{p1}}{V_1} = \frac{p_{n1}}{R_p \cdot T_1} \quad (11)$$

$$\frac{m_{p1}}{V_1} = \frac{m_{p2}}{V_2} \quad (12)$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1 - p_{n1}}{p_2 - p_{n1}} \quad (13)$$

a zatem możliwa maksymalna ilość wilgoci zawarta w powietrzu sprężonym do ciśnienia p_2 i ochłodzonym do temperatury początkowej T_1 ssania, odniesiona do 1 m³ powietrza zasysanego przez sprężarkę

$$\frac{m_{p2}}{V_1} = \frac{p_{n1}}{R_p \cdot T_1} \cdot \frac{p_1 - p_{n1}}{p_2 - p_{n1}} \quad (14)$$

gdzie m_{p1} , m_{p2} , p_1 , p_2 , V_1 , V_2 , p_{n1} , T_1 , R_p odpowiednio masa wilgoci w powietrzu zasysanym oraz powietrzu sprężonym ochłodzonym do temperatury początkowej ssania, ciśnienie ssania i tłoczenia, rzeczywista ilość powietrza zasysanego oraz po sprężeniu i ochłodzeniu do temperatury początkowej ssania, ciśnienie nasycenia pary wodnej i temperatura bezwzględna dla początkowych warunków ssania, stała gazowa pary wodnej.

W przypadku gdy sprężone powietrze ochłodzone zostanie do temperatury T_2 , różnej od temperatury T_1 ssania, wówczas możliwa maksymalna ilość wilgoci zawarta w nim, odniesiona do 1 m^3 powietrza zasysanego

$$\frac{m_{p2}}{V_1} = \frac{p_{n2}}{R_p \cdot T_1} \cdot \frac{p_1 - p_{n1}}{p_2 - p_{n2}} \quad (15)$$

lub

$$\frac{m_{p2}}{V_1} = \frac{p_{n2}}{R_p \cdot T_2} \cdot \frac{p_1 - p_{n2}}{p_2 - p_{n2}} \cdot k \quad (16)$$

gdzie

$$k = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{p_1 - p_{n1}}{p_1 - p_{n2}} \quad (17)$$

jest współczynnikiem korekcyjnym uwzględniającym ogólny przypadek, dla którego wartości temperatury T_1 powietrza zasysanego oraz temperatury T_2 powietrza sprężonego nie są sobie równe.

Ilość wilgoci wykroplonej z powietrza o temperaturze T_1 i wilgotności względnej φ_1 sprężonego od ciśnienia p_1 do ciśnienie p_2 , a następnie ochłodzonego do temperatury T_2

$$W = \left(\frac{\varphi_1 \cdot p_{n1}}{R_p \cdot T_1} - k \cdot \frac{p_{n2}}{R_p \cdot T_2} \cdot \frac{p_1 - p_{n2}}{p_2 - p_{n2}} \right) \cdot Q_v \quad (18)$$

lub

$$W = \left\{ \varphi_1 \left(\frac{m_{p1}}{V_1} \right)_{T_1, p_1} - k(T_1, T_2) \cdot \left(\frac{m_{p2}}{V_1} \right)_{T_2, p_2} \right\} \cdot Q_v \quad (19)$$

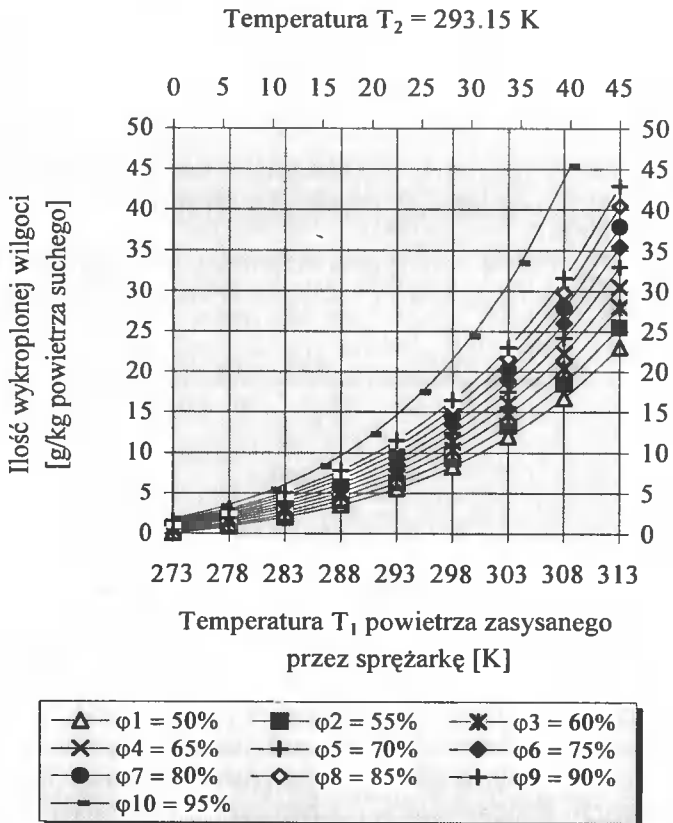
Przytoczone zależności matematyczne umożliwiają przeprowadzenie analizy – przy wykorzystaniu komputera – procesu wykrapiania się wilgoci dla różnych kombinacji parametrów początkowych T_1 i φ_1 powietrza na ssaniu sprężarki oraz dla różnych wartości temperatury T_2 powietrza, do jakiej zostało ono ochłodzone po sprężeniu.

Przykład liczbowy, ilustrujący powyższe rozważania, rozwiązany został dla różnych kombinacji parametrów początkowych T_1 i φ_1 powietrza na ssaniu sprężarki oraz dla różnych wartości temperatury T_2 powietrza, do jakiej zostało ono oziębione po sprężeniu i przy założeniu, że sprężanie przebiegało od ciśnienia $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$ do $p_2 = 0,8 \text{ MPa}$. (Agregat sprężarkowy stacjonarny typu WS-100 o wydajności $Q_v = 10 \text{ m}^3/\text{min}$ przeznaczony do sprężania powietrza potrzebnego do napędu maszyn, narzędzi i innych urządzeń pneumatycznych).

Wyniki obliczeń i analizy – dla wybranej grupy parametrów – zamieszczone są w tabeli 1 oraz przedstawione w postaci wykresów na rysunkach 1, 2, 3, 4, 5, 6 i 7.

Tabela 1. Porównanie wartości liczbowych ilości wykroplonej wilgoci W [kg/h] dla obydwu przytoczonych metod oraz różnych kombinacji parametrów początkowych ssania – temperatury T_1 i wilgotności względnej φ_1 (I – pierwsza metoda, II – druga metoda)

| T_1 , [K] | 278,15 | 283,15 | 288,15 | 293,15 | 298,15 | 303,15 | 308,15 |
|-------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $\varphi_1^I = 60\%$ | 1,081576 | 2,054401 | 3,333419 | 4,999917 | 7,152830 | 9,912527 | 13,42595 |
| $\varphi_1^{II} = 60\%$ | 1,077316 | 2,042050 | 3,305655 | 4,943746 | 7,045726 | 9,716202 | 13,07637 |
| $\varphi_1^I = 70\%$ | 1,487723 | 2,616266 | 4,100129 | 6,032573 | 8,526374 | 11,71758 | 15,77044 |
| $\varphi_1^{II} = 70\%$ | 1,482855 | 2,603592 | 4,072908 | 5,978954 | 8,425955 | 11,53586 | 15,44996 |

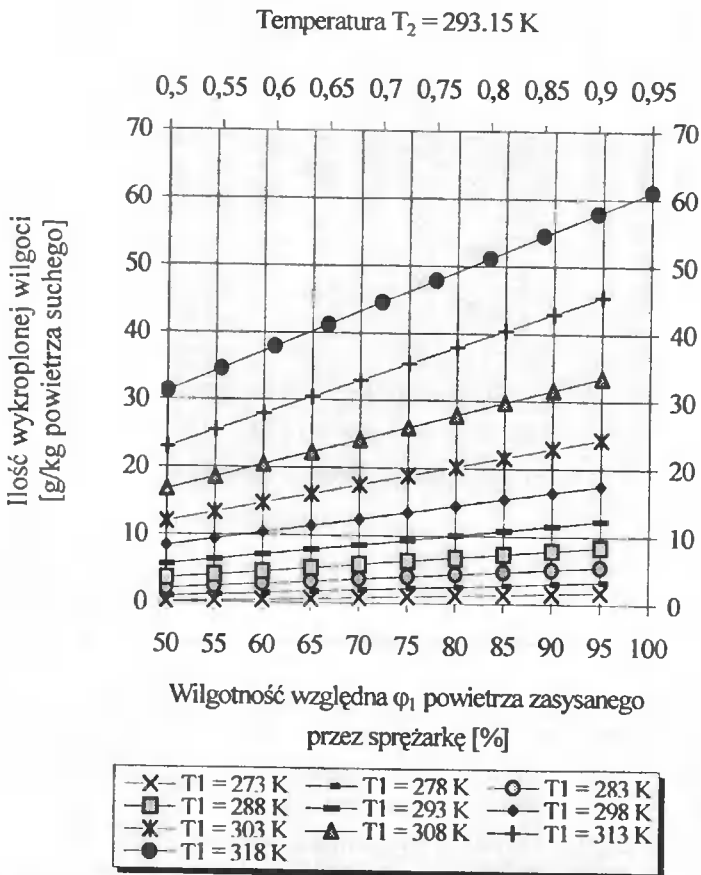


Rys. 1. Ilość wilgoci Δx [g] wykroplonej z powietrza sprężonego od początkowych parametrów ssania, tj. temperatury T_1 , wilgotności względnej φ_1 oraz ciśnienia $p_1 = 0.1$ MPa do ciśnienia $p_2 = 0.8$ MPa i oziębionego do temperatury $T_2 = 293.15$ K w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego

3. ANALIZA WYNIKÓW OBLICZEŃ

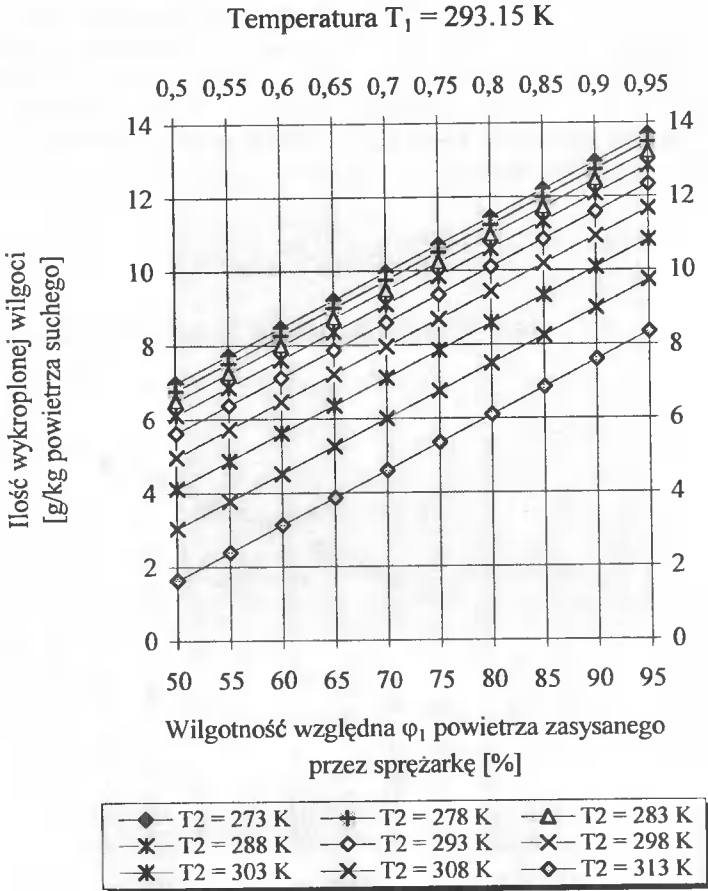
Analizując otrzymane wykresy można stwierdzić, że do wykreślenia krzywych przedstawionych na rysunku 1 konieczne jest wyznaczenie, przy użyciu przytoczonego algorytmu, dużej ilości punktów, a zatem – w przypadku gdy nie ma możliwości posłużenia się komputerem – jest to przedsięwzięcie żmudne i dosyć pracochłonne.

Istnieje jednak sposób umożliwiający rozwiązanie rozważanego zagadnienia mniejszym nakładem pracy, a mianowicie jeżeli ilość wykroplonej wilgoci Δx zostanie przyjęta jako zmienna zależna, natomiast wilgotność względna ϕ_1 powietrza zasysanego przez sprężarkę jako zmienna niezależna, a jego temperatura T_1 oraz temperatura T_2 , do której zostało ono ochłodzone po sprężeniu, jako parametry, wówczas otrzymuje się zależność liniową.



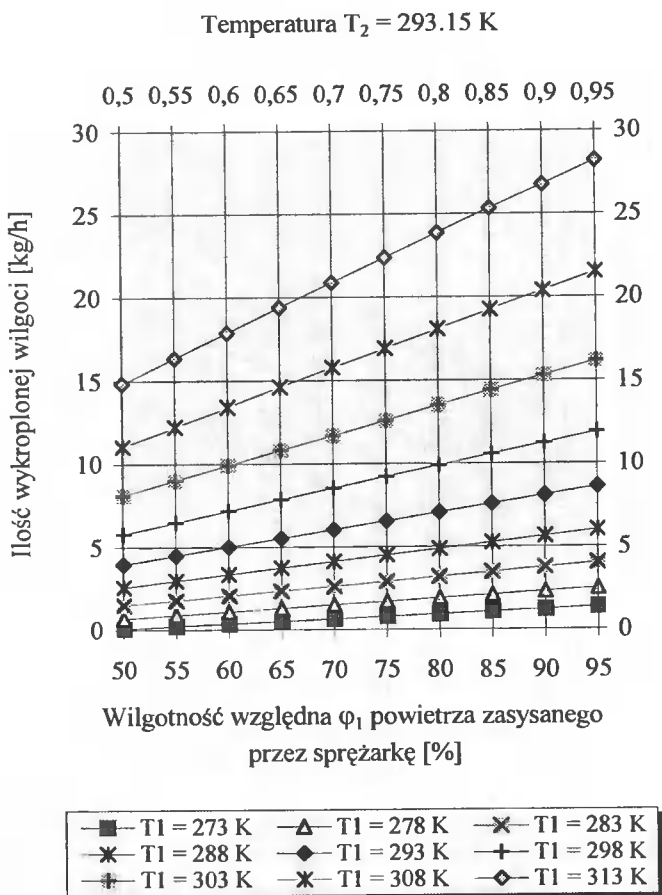
Rys.2. Ilość wilgoci Δx [g] wykroplonej z powietrza sprężonego od początkowych parametrów ssania, tj. temperatury T_1 , wilgotności względnej ϕ_1 oraz ciśnienia $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ do ciśnienia $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$ i oziębionego do temperatury $T_2 = 293.15 \text{ K}$ w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego

Zatem, aby otrzymać wykres przedstawiony na rysunku 2, wystarczy wyznaczyć analitycznie po dwa punkty dla każdej linii i poprowadzić przez nie proste, natomiast dla wykresu przedstawionego na rysunku 3 przebieg tylko jednej linii oraz po jednym punkcie dla linii pozostałych i poprowadzić przez te punkty linie równoległe.



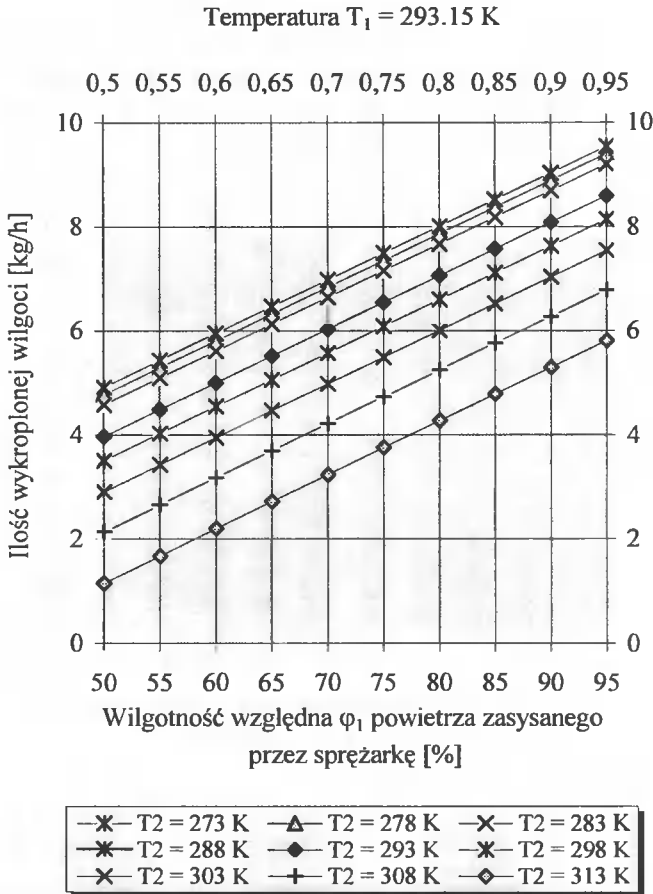
Rys. 3. Ilość wilgoci Δx [g] wykroplonej z powietrza sprężonego od początkowych parametrów ssania, tj. ciśnienia $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$, temperatury $T_1 = 293.15 \text{ K}$ i wilgotności względnej φ_1 do ciśnienia $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$, a następnie oziębionego do temperatury T_2 w odniesieniu do 1 kg powietrza suchego

Należy nadmienić, że przebieg zmian ilości wilgoci Δx [g/kg powietrza suchego], wykroplonej ze sprężonego powietrza, przedstawiony na rysunkach 2 i 3 nie zależy od wydajności sprężarki, a zatem są to wykresy obejmujące wszystkie sprężarki, dla których końcowe ciśnienie tłoczenia $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$. Jeżeli uwzględni się wartości strumienia masy m powietrza suchego zasysanego przez sprężarkę, wówczas przebieg zmian ilości wykroplonej wilgoci W [kg/h] (rysunki 4 i 5) będzie odniesiony tylko do danego typu sprężarki, w rozważanym przykładzie jest to agregat sprężarkowy typu WS-100.



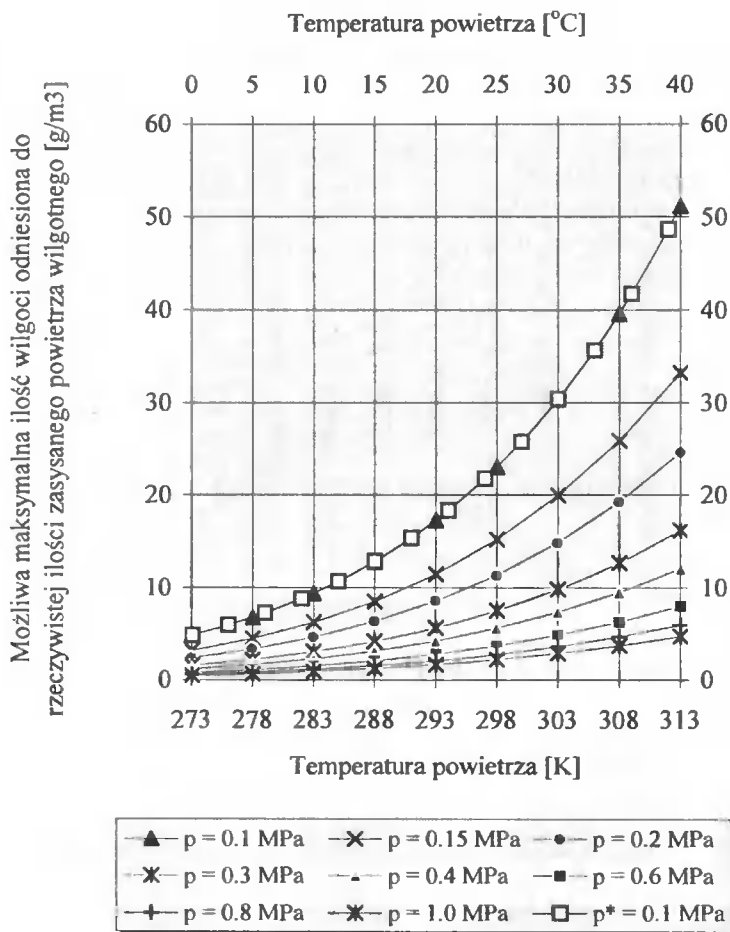
Rys.4. Ilość wilgoci W [kg/h] wykroplonej z powietrza sprężonego od początkowych parametrów ssania, tj. temperatury T_1 , wilgotności względnej φ_1 oraz ciśnienia $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ do ciśnienia $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$ i oziębionego do temperatury $T_2 = 293.15 \text{ K}$

Przedstawione wyżej spostrzeżenia odnoszą się do pierwszego sposobu określenia ilości wilgoci wykroplonej ze sprężonego powietrza – wzory (1) – (10), tj. gdy ilość ta odniesiona jest do 1 kg powietrza suchego. Wykres (rys.6) jest natomiast graficzną ilustracją metody drugiej – wzory (11) – (18), która pozwala wyznaczyć ilość wykroplonej wilgoci odniesioną do rzeczywistej ilości powietrza wilgotnego zasysanego przez sprężarkę. Jest to wykres uniwersalny, obejmujący wszystkie sprężarki, w danym przypadku do ciśnienia końcowego tłoczenia $p_2 = 1,0 \text{ MPa}$. Posługiwanie się nim jest łatwe, bowiem, zgodnie z zależnością (19), należy odczytać możliwą maksymalną ilość wilgoci, jaka może być zawarta w powietrzu zasysanym przez sprężarkę $(m_{p1}/V_1)_{T_1, p_1}$ i mnożąc ją przez wilgotność względną φ_1 powietrza zasysanego otrzymuje się rzeczywistą ilość wilgoci odniesioną do 1 m^3 powietrza zasysanego.



Rys.5. Ilość wilgoci W [kg/h] wykroplonej z powietrza sprężonego od początkowych parametrów ssania, tj. ciśnienia $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$, temperatury $T_1 = 293.15 \text{ K}$ i wilgotności względnej ϕ_1 do ciśnienia $p_2 = 0.8 \text{ MPa}$, a następnie oziębionego do temperatury T_2

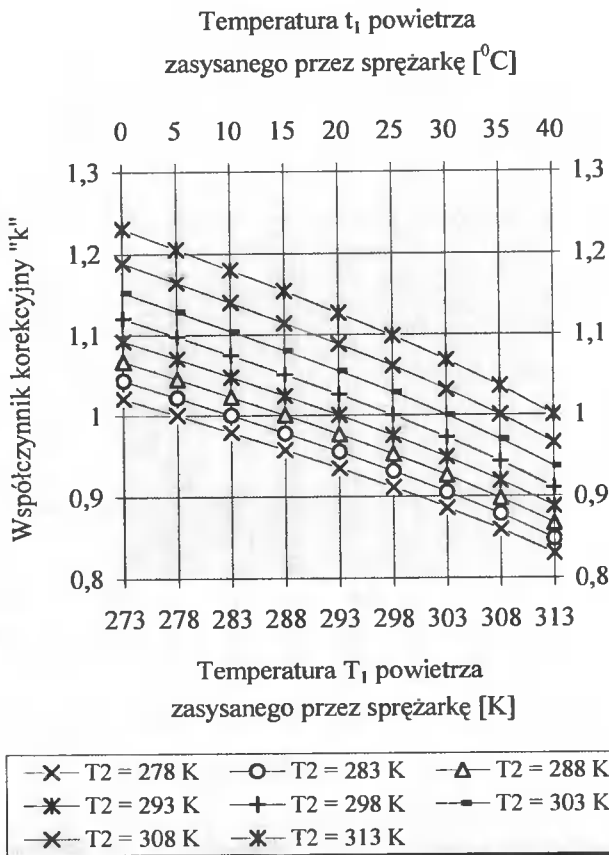
Następnie należy odczytać możliwą maksymalną ilość wilgoci jaka może być zawarta w powietrzu sprężonym do ciśnienia p_2 i ochłodzonym do temperatury T_2 ($m_{p2}/V_1)_{T_2, p_2}$ odniesioną do rzeczywistej ilości powietrza zasysanego i pomnożyć przez współczynnik korekcyjny k odczytany dla T_1 i T_2 z wykresu przedstawionego na rysunku 7. Ilość wilgoci wykroplonej w jednostce czasu jest różnicą wilgotności zawartej w powietrzu zasysanym i możliwej maksymalnej ilości wilgotności zawartej w powietrzu sprężonym do ciśnienia p_2 i ochłodzonym do temperatury T_2 pomnożoną przez wydajność objętościową Q_v sprężarki.



Rys.6. Możliwa maksymalna ilość wilgoci zawarta w powietrzu o temperaturze T i ciśnieniu p odniesiona do rzeczywistej ilości powietrza wilgotnego zasysanego przez sprężarkę

Omówione wykresy, a zwłaszcza przedstawiony na rysunku 6 są wyjątkowo przydatne przy wstępnym wyborze sposobu usuwania wilgoci ze sprężonego powietrza oraz doborze rodzaju i wielkości urządzenia, w którym proces ten będzie realizowany.

Rezultaty obliczeń komputerowych (tabela 1) potwierdzają, że obydwie metody – przy niezbyt wysokich temperaturach powietrza wilgotnego, uczestniczącego w przemianie termodynamicznej – pozwalają uzyskać dużą zbieżność wyników w odniesieniu do ilości wilgoci wykroplonej w jednostce czasu.



Rys.7. Współczynnik korekcyjny k określający wartość poprawki dla przypadku gdy temperatura T_1 powietrza zasysanego oraz powietrza sprężonego i ochłodzonego do temperatury T_2 nie są sobie równe

4. WNIOSKI

Przytoczone sposoby postępowania przy wyznaczaniu ilości wilgoci, wydzielonej w postaci wody ze sprężonego powietrza, mogą być wykorzystane przy aktualizacji ewentualnie w kolejnym nowym opracowaniu Katalogu Sprężarek w części poświęconej aparaturze dodatkowej.

Wykresy zamieszczone w niniejszej pracy, zwłaszcza w układzie współrzędnych przedstawionym na rysunkach 2–4 i 5 (pierwsza metoda), a także wykresy ilustrujące metodę drugą – rysunki 6 i 7, mogą być wykorzystane w prospektach, kartach katalogowych i instrukcjach obsługi agregatów sprężarkowych, umożliwiają bowiem w sposób łatwy i wystarczająco dokładny wyznaczenie ilości wykroplonej wilgoci, a ponadto bez większych trudności można je uzupełnić, posługując się przytoczonymi metodami anali-

tycznymi, w przypadku gdy parametry pracy sprężarki wychodzą poza zakres przedstawiony na wykresie.

Rozważania stanowiące przedmiot niniejszej pracy, a zwłaszcza możliwość wykorzystania komputera do przeprowadzenia analizy procesu wykraplania się wilgoci dla różnej kombinacji parametrów pracy sprężarki, mogą być przydatne projektantom i użytkownikom instalacji sprężonego powietrza jako pomoc przy wyborze odpowiedniego sposobu jego osuszania, a także przy doborze urządzeń oddzielających ciecz. Mogą być również wykorzystane w procesie projektowania instalacji klimatyzacji samolotów, zwłaszcza z napędem turboodrzutowym, bowiem powietrze dla zapewnienia właściwych warunków mikroklimatu w kabinie pobierane jest z turbosprężarki silnika i podlega przemianom termodynamicznym, w trakcie których wykrapla się z niego wilgoć.

LITERATURA

- [1] Воронин Г. И.: Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах. МАШИНОСТРОЕНИЕ, Москва 1973.
- [2] Chlumský V1.: Sprężarki tłokowe. PWT, Warszawa 1961.
- [3] Druckluft Aufbereitung; Kältetrockner. Prospekt firmy AGRE-Kompressoren-und Druckluftgeräte-Vertriebsgesellschaft m.b.H.
- [4] Kołodziejczyk L., Rubik M.: Technika chłodnicza w klimatyzacji. Arkady, Warszawa 1969.
- [5] Laskowski A.: Wykraplanie się wilgoci z powietrza przy zmianie jego ciśnienia. Zesz. Nauk. ATR 198, Mechanika 40, Bydgoszcz 1996, 65-73.
- [6] Laskowski A.: Powietrze jako czynnik roboczy w pneumatycznych urządzeniach technologicznych – Konferencja Naukowo-Techniczna Mechanika '97 „Nauka i Praktyka”, Elbląg listopad 1997.
- [7] Popiel C. O., Wojtkowiak J.: Wzory aproksymujące właściwości fizyczne wody przeznaczone do obliczeń wymiany ciepła na komputerach PC. Ciepłownictwo-Ogrzewnictwo-Wentylacja, V. 27, nr 2/1995, 55-58.
- [8] Sprężarki do powietrza i gazów. Katalog branżowy Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego „WEMA”, Warszawa 1983.
- [9] Szargut J.: Termodynamika techniczna. PWN, Warszawa 1991.
- [10] Staniszewski B.: Termodynamika. PWN, Warszawa 1969.
- [11] Uzdatanianie sprężonego powietrza. Prospekt firmy Hiross Austria G.M.B.H. Oddział w Warszawie 1997.

CHANGES OF AIR HUMIDITY ACCOMPANYING ITS PRESSURE SHIFTS

Summary

The paper describes two ways of analytical assessment of the amount of dripped-out moisture from compressed air after its cooling down in a cooler or in an equalisation container. The first method is used to determine the amount of dripped-out moisture in relation to 1 kg of dry air participating in the thermodynamic conversion, while the second one allows to assess it in relation to the real amount of humid air sucked-in by the compressor. The computer software also allowed to perform an analysis of the process of dripping-out moisture for various combination of initial parameters T_1 and φ_1 of sucked-in by the compressor air and for various values of temperature T_2 of cooled down after the compression air. The results of the computer analysis are presented in graphs form.

Key words: compressed air, dripped-out moisture, analytic method of calculation

METODA I TECHNIKA ZAKISZANIA ZIELONEK Z UŻYCIEM KONSERWANTÓW

Edmund Dulcet

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Maszyn Rolniczych,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

Przeprowadzono analizę metod i technik dodawania różnych dodatków sterujących procesem fermentacji w czasie zakiszania zielonek. W oparciu o wieloletnie wyniki badań nad jakością procesu mieszania preparatów z zielonką opracowano i przedstawiono metodę aplikacji ciekłych preparatów do zielonek w czasie ich zbioru na kiszonki sieczkarnią zbierającą.

Słowa kluczowe: preparaty, kiszonka, technika dodawania preparatów

1. WPROWADZENIE

Przy konserwowaniu pasz zielonych poprzez kiszenie, przeważająca część strat powstaje w wyniku oddychania i fermentacji, wypływania soku, psucia się paszy na powierzchni. Istnieje możliwość poprawy zdolności zielonek do zakiszania, a tym samym zmniejszenia strat, przez podsuszanie, rozdrabnianie i sterowanie procesem mikrobiologicznym za pomocą różnych środków, takich jak dodatki chemiczne, enzymatyczne lub zaszczepianie bakteriami kwasu mlekowego, które decydują o właściwym przebiegu konserwacji i fermentacji kiszonki [1, 2, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

W krajach o dużych tradycjach hodowli i chowu bydła coraz powszechniej zakisza pasze się z użyciem różnych wyżej wymienionych dodatków. Np. w Finlandii – przy rocznej produkcji kiszonek ok. 6 mln ton – 90% tej ilości przygotowuje, się używając różnych dodatków chemicznych, enzymatycznych i biologicznych. W kraju, według szacunkowych danych, produkcja kiszonek z użyciem różnych dodatków nie przekracza 0,11% [9].

Skuteczność działania różnych preparatów w procesie kiszenia zielonek zależy od równomiernego wymieszania (rozprowadzenia) ściśle określonej ich ilości, w zależności od rodzaju roślin użytych do kiszenia.

W związku z wprowadzeniem na krajowy rynek różnych preparatów (chemicznych, enzymatycznych, biologicznych, biologiczno-enzymatycznych) istnieje pilna potrzeba przesłedzenia metod i technik ich dodawania do zielonek oraz opracowania takiej metody i techniki, która dostosowana do potrzeb krajowego rolnictwa zapewniłaby równomierne ich wymieszanie z zielonką, gwarantując tym samym uzyskanie kiszonek dobrej jakości.

2. ANALIZA METOD APLIKACJI PREPARATÓW DO ZAKISZANIA ROŚLIN

Ze względu na stan skupienia preparaty dzielimy na stałe, ciekłe i gazowe. Można je dodawać do roślin w czasie ich zbioru albo w czasie załadunku roślin do zbiornika (silosu). Czynione są również próby dodawania preparatów przed ich zbiorem (na pniu).

Dodawanie preparatów do zielonek w czasie ich zbioru odbywa się za pomocą urządzeń dozujących montowanych najczęściej na siewczkarniach lub do nich doczepianych. Montowane mogą być one również na przyczepach i prasach zbierających [4, 9]. Przeprowadzone przez autora studia literaturowe wykazały, że w opinii wielu badaczy, metoda ta umożliwiła równomierne wymieszanie preparatu z zielonką i jest łatwa do zmechanizowania. Ponadto przy tej metodzie proces konserwacji zielonek rozpoczyna się już w maszynie zbierającej, a nie jest opóźniony do momentu załadunku i ułożenia zielonki w zbiornik [3, 9, 10, 12, 17].

Dodawanie preparatów konserwujących do zielonek w czasie ich załadunku do zbiornika jest metodą, która nie gwarantuje równomiernego wymieszania preparatu z zielonką ponadto jest trudniejsze do zmechanizowania [3, 9]. Zdaniem innych badaczy [11], przy dużej staranności wykonania tego zabiegu można uzyskać równomierne wymieszanie preparatu z zielonką. Ponadto, w przypadku użycia środków chemicznych metoda ta zabezpiecza środowisko przed skażeniem.

Wybór rozwiązania technicznego dodawania preparatów konserwujących do zielonek przy tej metodzie zależy od wielu czynników, z których decydującymi są rodzaj zbiornika (silosu) i stan skupienia preparatu [9, 12].

Przy zbiornikach pionowych można stosować te same urządzenia dozujące, które montowane są na siewczkarniach zbierających. Montuje się je na urządzeniach załadunkowych zbiorniki wieżowe (rzutnikach, przenośnikach, siewczkarniach z wydmuchem) [9].

Przy zbiornikach poziomych istnieje wiele rozwiązań. Najprostszym, bardzo często stosowanym, jest zraszanie każdej warstwy zielonki preparatem przy użyciu polewaczki ogrodniczej (konewki). W przypadku preparatów stałych sypie się ręcznie odpowiednią ilość. Niejednokrotnie preparat konserwujący nie jest równomiernie rozprowadzony i wymieszany z zielonką, a zużywa się przy tym nadmierne lub zbyt małe jego ilości.

Wskutek dużego stężenia preparatów chemicznych w części zakiszanej masy mogą następować zatrucia zwierząt [12, 17]. W celu dodawania preparatów konserwujących do zielonki wykorzystuje się często aparaturę ochrony roślin. W przypadku składowania zielonki w zbiornikach poziomych o małej pojemności stosuje się opryskiwacze i opylacze sadownicze o napędzie ręcznym lub silnikowym, natomiast w zbiornikach o dużej pojemności – opryskiwacze ciągnikowe polowe lub wozy asenizacyjne. Zdaniem wielu badaczy, wykorzystanie aparatury ochrony roślin nie zapewnia równomiernego wymieszania preparatów z zielonką i wymaga dużej staranności od osób przeprowadzających ten zabieg.

Dodawanie preparatów do zielonek przed ich zbiorem (na pniu) ma na celu, obok późniejszej poprawy procesu fermentacji, przewiednięcie zielonek i dzięki temu podwyższenie zawartości suchej masy w kiszonym materiale. Doświadczenia nad tą metodą prowadzono w Niemczech, gdzie zastosowano opryski ciekłymi preparatami konserwującymi, łącznie ze środkami ochrony roślin. W Norwegii z kolei przeprowadzono próby z podaniem preparatów ciekłych przy użyciu małych deszczowni. Mimo że uzys-

kano równomierne rozprowadzenie preparatów konserwujących na roślinach, to jednak stwierdzono, że zastosowany preparat chemiczny działał ujemnie na ich odrost. Kwasy bowiem przenikające do korzeni roślin uszkadzały je, a poza tym zakwaszały glebę. Przy tej metodzie zużywano nadmierne ilości preparatów. Metoda ta nie jest obecnie stosowana i znajduje się nadal w stadium doświadczeń.

Autor pracy, badając równomierność wymieszania ciekłego preparatu (benzoesanu sodu) z zielonką (koniczyną czerwoną) oraz wielkość strat preparatu przy dodawaniu go do zielonki w czasie jej zbioru siewkarnią zbierającą z nadbudowanym urządzeniem dozującym oraz w czasie załadunku jej do zbiornika przy użyciu opryskiwacza plecakowego „Sano 2”, stwierdził istotne statystycznie różnice między badanymi wielkościami, zależnie od zastosowanej metody. Większą równomierność wymieszania preparatu z zielonką uzyskano, dodając go do zielonki w czasie jej zbioru siewkarnią, przy zbliżonych wielkościach strat preparatu. Równomierność wymieszania preparatu z zielonką oraz wielkość jego strat oceniano w oparciu o oznaczanie ilościowe kwasu benzoesowego w próbkach zielonki. Ponadto równomierność wymieszania preparatu z zielonką określono w oparciu o pomiary pH zielonki, a uzyskaną kiszonkę oceniano, wykorzystując skalę Fliga-Zimmera [6, 7, 9].

Reasumując, można stwierdzić, że obecne preparaty dodawane są do zielonki w czasie jej zbioru albo do zbiornika. Omówione metody mają zarówno zalety, jak i wady, które często są dyskusyjne. Opinie prezentowane przez badaczy są zróżnicowane, głównie ze względu na warunki badań. Jednak przeważa opinia, potwierdzona wynikami badań uzyskanymi przez autora pracy, że większą równomierność wymieszania preparatu z zielonką uzyskuje się dodając preparat do zielonki w czasie jej zbioru siewkarnią zbierającą.

Ponadto metoda ta jest łatwiejsza do zmechanizowania.

3. OCENA ROZWIĄZAŃ TECHNICZNYCH DOZOWNIKÓW

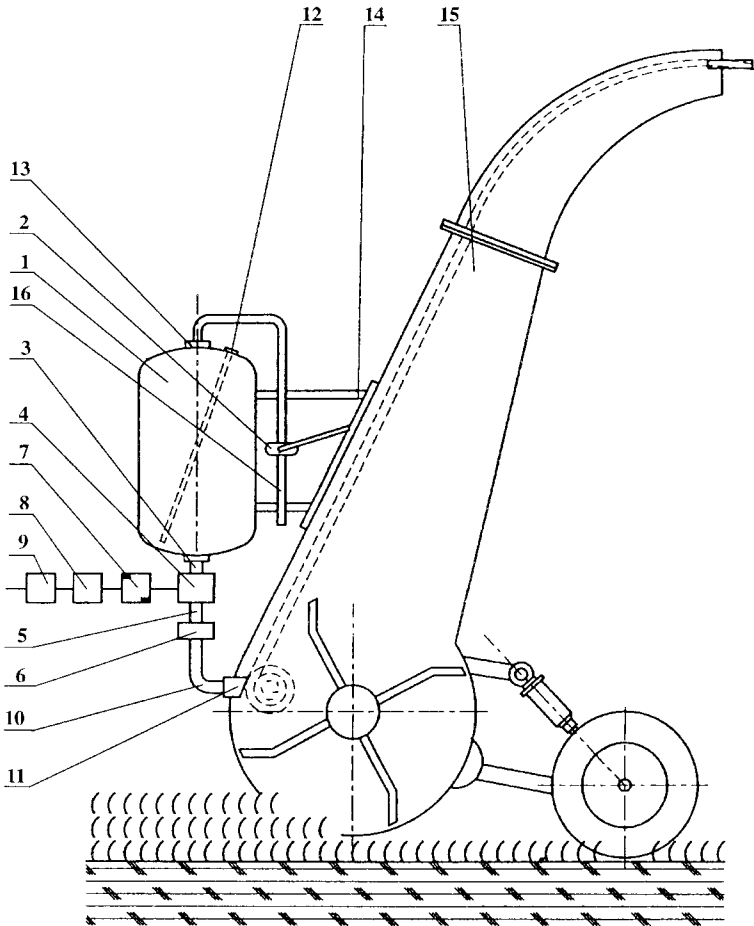
W ostatnich latach opracowano na świecie kilka różnych rozwiązań technicznych urządzeń dozujących. Również w kraju pod koniec lat siedemdziesiątych i na początku osiemdziesiątych powstały pierwsze modele tych urządzeń [3, 9, 10, 11].

Z analizy literatury wynika, że obecnie budowane są urządzenia dozujące do preparatów stałych i ciekłych. Częściej stosowane są urządzenia do preparatów ciekłych, które dobrze rozprowadzają się w masie zielonki, a ponadto urządzenia te są proste w budowie i uniwersalne (część preparatów można rozpuszczać lub rozprowadzać w wodzie w postaci zawiesiny). Ze względu na sposób dodawania preparatu do zielonki w maszynie zbierającej można je podzielić na opadowe (grawitacyjne) i ciśnieniowe (rys.1).

W urządzeniach ciśnieniowych preparat równomiernie, niezależnie od jego ilości w zbiorniku, wprowadzany jest w postaci strumienia cieczy (pod niewielkim ciśnieniem) w obręb działania zespołu rozdrabniającego lub do kanału wylotowego siewkarni, w którym następuje mieszanie go z pociętą zielonką [8, 9].

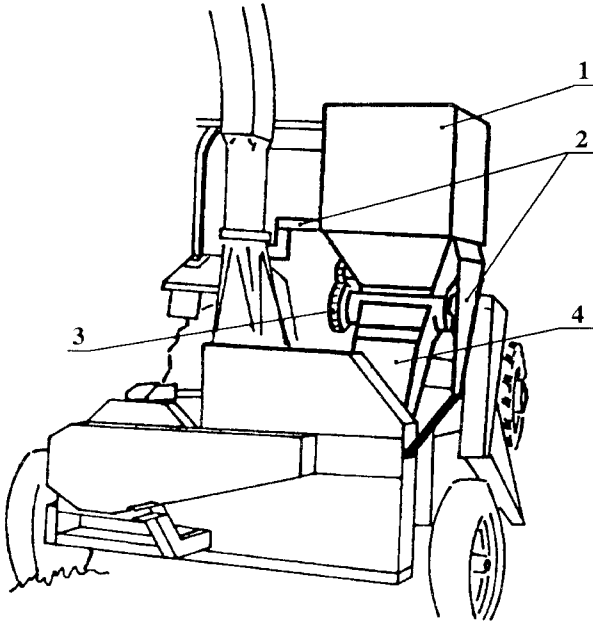
Urządzenia do dodawania preparatów stałych (pylistych, granulowanych – rys.2) stosowane są rzadziej, ze względu na mniejszą pewność ich działania, która uzależniona jest przede wszystkim od właściwości fizyczno-mechanicznych preparatu. Obecnie budowane są urządzenia, w których preparat konserwujący wygarniany ze zbiornika

trafia grawitacyjnie lub transportowany jest, za pomocą strumienia powietrza wytwarzanego przez dmuchawę, do miejsca jego mieszania z zielonką [9].



Rys.1. Schemat siewczarki bijakowej z zamontowanym ciśnieniowym dozownikiem do preparatów ciekłych:

1 – zbiornik, 2 – ręczna pompka skrzydełkowa, 3 – wąż łączący pompkę ze zbiornikiem, 4 – pompka, 5 – wąż łączący pompkę z zaworem elektromagnetycznym (odcinającym), 6 – zawór elektromagnetyczny, 7 – sprzęgło, 8 – silnik elektryczny, 9 – włącznik, 10 – wąż łączący zawór elektromagnetyczny z dyszą, 11 – dysza, 12 – elektroda poziomu cieczy w zbiorniku, 13 – korek wlewu, 14 – zespół mocujący, 15 – kanał wyrzutowy siewczarki, 16 – przewód ssący pompki skrzydełkowej



Rys.2. Dozownik do preparatów stałych zamontowany na sieczkarni zbierającej:
 1 – zbiornik, 2 – rama mocująca dozownik do sieczkarni, 3 – napęd zespołów roboczych dozownika, 4 – rynna doprowadzająca preparat do zespołu rozdrabniającego sieczkarni

Zdaniem badaczy zajmujących się tym zagadnieniem, pewność działania tych urządzeń będzie większa w przypadku stosowania preparatów granulowanych o dobrej jakości technologicznej (równomiernym składzie granulometrycznym, kulisty kształt granulek, duża wytrzymałość mechaniczna granulek, stałej masie, małej higroskopijności) [5, 9].

Do wprowadzania preparatów gazowych do zakiszanej masy używane są proste urządzenia, składające się z butli gazowej oraz elementów roboczych, wprowadzających preparaty do paszy. Są one bardzo rzadko stosowane ze względu na trudności, wynikające z używania preparatów gazowych, takie jak: skomplikowana dystrybucja, przepisy BHP. Ponadto mogą być montowane tylko w zbiornikach dobrze izolowanych od otoczenia.

W kraju nie produkuje się żadnych urządzeń dozujących.

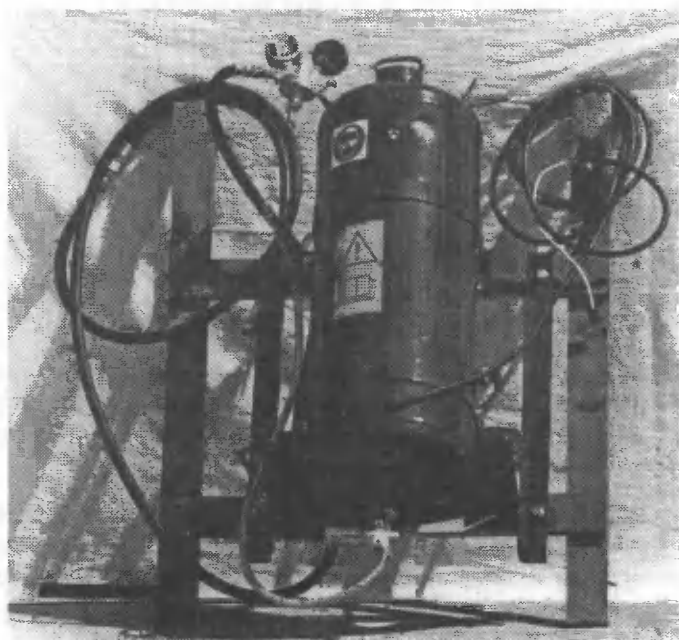
4. ZARYS METODY BADAŃ ORAZ WYNIKI BADAŃ

Z przeprowadzonych badań ankietowych wynika, że w kraju rolnicy, którzy stosują preparaty konserwujące, rozprowadzają je ręcznie, posypując warstwy zielonki odważoną ilością preparatu. W przypadku preparatów ciekłych rozlewa się je na powierzchnię zielonek za pomocą polewaczek ogrodowych. W nielicznych wypadkach wykorzystuje się do tego celu opryskiwacze plecakowe. Nie gwarantuje to równomier-

nego wymieszania odpowiedniej ilości preparatu z zielonką, a tym samym uzyskania kiszzonek dobrej jakości. Ponadto praca ta jest uciążliwa i szkodliwa dla zdrowia (w przypadku użycia preparatów chemicznych) [5].

W oparciu o własny patent i wzory użytkowe wykonano kilka różnych modeli urządzeń, do rozprowadzania preparatów stałych i ciekłych.

Do badań jakości procesu mieszania ciekłego preparatu (benzoesanu sodu) z zielonką (koniczyną czerwoną) użyto ciśnieniowego urządzenia do preparatów ciekłych (rys.3), które charakteryzowało się największą równomiernością i regularnością w dozowaniu preparatów.



Rys.3. Widok ciśnieniowego dozownika do preparatów ciekłych

W zaplanowanym eksperymencie wielkościami zmiennymi niezależnymi były: miejsce dodawania preparatu do zielonki w siewczarni zbierającej M , wydajność zbioru zielonki Q , nastawialna (teoretyczna) długość sieczki L_r , wilgotność rośliny W i gatunek rośliny G . Jakość procesu mieszania I_m (zmienną zależną) oceniano w oparciu o równomierność wymieszania preparatu z zielonką oraz wielkość jego strat [9].

Równomierność wymieszania benzoesanu sodu z zielonką charakteryzowano za pomocą wskaźnika nierównomierności wymieszania preparatu z zielonką (współczynnik zmienności)

$$K = \frac{\delta}{\bar{x}} \% \quad (1)$$

gdzie:

K – wskaźnik nierównomierności wymieszania benzoesanu sodu z zielonką (współczynnik zmienności), %

δ – odchylenie standardowe, g/kg zielonki,

\bar{x} – średnia arytmetyczna zawartości benzooesanu sodu w zielonce, g/kg zielonki.

Wielkość strat benzooesanu sodu określono z zależności:

$$S = \frac{m_b - \bar{x}}{m_b} \cdot 100\% \quad (2)$$

gdzie:

S - straty benzooesanu sodu, %,

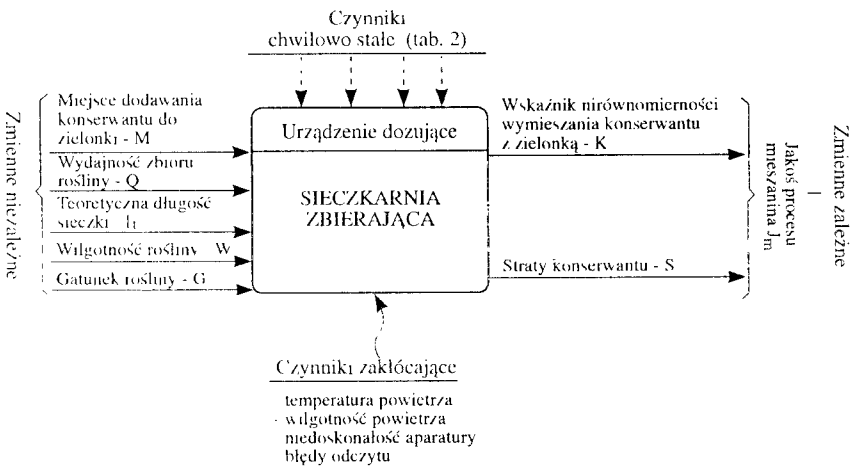
m_b - masa zadana benzooesanu sodu, g/kg zielonki,

\bar{x} – średnia arytmetyczna zawartość benzooesanu sodu, w zielonce, g/kg zielonki.

Na podstawie przyjętych założeń sformułowano funkcję celu do weryfikacji:

$$I_m = f(M, Q, L_t, W, G) \quad (3)$$

Schemat badań przedstawiono na rysunku 4. Wyniki badań z przeprowadzonego eksperymentu poddano obliczeniom w arkuszu kalkulacyjnym Quatro-Pro na komputerze IBM-386 DX.



Rys.4. Schemat badań

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że czynnikami istotnie wpływającymi na jakość procesu mieszania preparatu z zieloną w sieczkarni zbierającej są: miejsce dodawania preparatu do zielonki, długość sieczki oraz wydajność zbioru sieczkarni.

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie dokonanego przeglądu piśmiennictwa oraz badań własnych można sformułować następujące uwagi:

1. Dodawanie preparatu do zielonek w czasie ich zbioru sieczkarnią zbierającą charakteryzuje większa równomierność wymieszania go z zielonką niż dodawanie preparatu do zielonki w czasie układania jej w silosie, przy zbliżonych wielkościach strat preparatu.
2. Obecnie najczęściej stosowane są urządzenia dozujące ciekłe preparaty konserwujące, które dobrze rozprowadzają się w masie zielonki. Są to urządzenia proste w budowie i uniwersalne (część preparatów stałych można rozpuszczać w wodzie lub rozprowadzać w postaci zawiesiny).
3. Dyszę wylotową urządzenia dozującego należy zamontować przed zespołem walców ugniatających lub w zespole rozdrabniającym sieczkarni. W przypadku użycia sieczkarni zbierającej bijakowej dyszę tę należy zamontować w przedniej części kanału wylotowego sieczkarni. Sieczkarnię zbierającą należy nastawić na najkrótsze długości sieczki i stosować wyższe wydajności zbioru.
4. W celu zapewnienia dodania do zielonki preparatu w ściśle określonej ilości, w zależności od gatunku (gatunków) roślin przeznaczonych do kiszenia, należy zwiększyć jego ilość o wielkość występujących strat preparatu (w przeprowadzonych badaniach o około 20%).
5. Dodawanie preparatu do zielonki, przy użyciu opracowanego i wykonanego ciśnieniowego urządzenia do preparatów ciekłych (rys.3) nadbudowanego na sieczkarni zbierającej, przy uwzględnieniu ustaleń podanych w niniejszej pracy, gwarantuje uzyskanie kiszonki dobrej jakości. Ponadto metoda ta jest łatwa do zmechanizowania, a opracowane urządzenie dozujące dorównuje konstrukcjom zagranicznym, które są około dwukrotnie droższe.

LITERATURA

- [1] Bolsen K.K.: The basic principles of silage – with emphasis on fermentation and additives. Mezinarodni Symposium. Konservace Objemnych Krimiv, Pohořelice. s. 51–58, 1993.
- [2] Buchmaster D.R. Heinnrichs A.J.: Losses and quality changes during harvest and storage of preservative – treated alfalfa hay of varying moisture content. Transactions of the ASAE 36 (2), 1993, s. 349–352.
- [3] Colzani G., Santario G., Martillotti F., Verna M.: Studia e prove sperimentali su vari sistemi per distribuzione di integrative e consservativi nei tricianti. Istituto Sperimentale per la Meccanizzazione Agricola, Roma 1978.
- [4] Dulcet E., Chałamoński M., Grochowicz J. 1996: The influence of various factors to uniformity of mixing the preservative with green fodder during its harvesting using a collective chaff cutter. AgEng96. Conference on Agricultural Engineering, Madrid (Spain), s. 241–242.

- [5] Dulcet E.: Analiza sposobów i techniki dodawania konserwantów do zakiszanych roślin. Zeszyty Naukowe ATR Bydgoszcz, Mechanika 36, 1994, s. 153-158.
- [6] Dulcet E.: Influence of the method of adding the preservative to the green forage on the uniformity of mixing and on losses. XII C.J.G.R. World Congress and Ag. Eng'94 Conference on Agricultural Engineering, Milano, 1994, s. 804-805.
- [7] Dulcet E.: Siliermittelverluste reduzieren. Forschung und Entwicklung, Landtechnik 3, s. 181, 1994.
- [8] Dulcet E.: Wo Silierzusätze Zugeben? Zur Platzierung der Düsen im Feldhäcksler. Landtechnik. 5, s. 222, 1992.
- [9] Dulcet E. 1996: Jakość procesu mieszania ciekłego konserwantu z zieloną w czasie jej zbioru siewkarnią zbierającą. Zeszyty Naukowe ATR, Rozprawy 71, Bydgoszcz. s. 68.
- [10] Harrison P.H.: Treatment of Forage with Sulphur Dioxide in a Forage Harvester. Transactions of the ASAE, 28 (3) s. 356-359, 1985.
- [11] Kuzmickij A. W.: Technologija zakładki senaża i siłosa s wniesieniem chemicznych konserwantow. Sbornik Naucnych Trudow Siel. Biełoruska Akad. 131, s. 9-12, 1985.
- [12] Podkówka W.: Nowoczesne metody kisenia pasz. PWRiL, Warszawa, 1979.
- [13] Podkówka W., Podkówka P., Doroszewski W., Potkański A.: Quality and feed value of maize made with addition of inculant 1177 and acidal. Proceedings of the Ninth Silage Conference Faculty of Agriculture University of Newcastle upon Tyne. s. 82-83, 1990.
- [14] Podkówka W., Potkański A.: Wpływ czynników chemicznych i fizycznych na przydatność pasz do zakiszania. Post. Nauk. Rol. 1, s. 29-42, 1993.
- [15] Robkowsky K.D. Hertwing F., Neubert G.: Was biologische Sielerhilfen, DLG-Mitteilungen 5, s. 37-39, 1993.
- [16] Rotz C.A. Sprott D.J., Davis R.I., Thomas J.W.: Anhydrous Ammonia Injection into Balet Forage. Transactions of the ASAE, 2 (2), s. 64-69, 1986.
- [17] Tarnow M.T.: Chemiczeskoje Konserwirownije Kormow. Kołos Moskwa, 1964.
- [18] Weddell I.R.: A comparison of a bacterial inoculant and formic acid as silage additives for beef cattle. Proceedings of the Ninth Silage Conference. Faculty of Agriculture University of Newcastle upon Tyne, s. 118-119, 1990.
- [19] Weissbach F.: Current challenges and options to improve silage quality. Mezinárodní Symposium Konzervace Objemnych Krmiv Podhorlice, s.111-125, 1993.

THE METHOD AND THE TECHNIQUE OF GREEN FODDER'S SALTING BEFORE USING PRESERVATIVES

Summary

Analyses of the methods and the techniques of adding different additives (chemical, enzymatic, microbiotic) controlling the process of fermentation in the period of green fodder's salting have been conducted. On the basis of many years results of researches concerning the quality of the process of mixing preparations with green fodder, the method of application of liquid preparations for green fodder in the period of their harvesting for silage with knife (drum) collecting straw cutter have been worked out and presented.

Key words: additives, silage, additive application method

PROBLEMATYKA BADAŃ KATEDRY MASZYN ROBOCZYCH I POJAZDÓW

Bogdan Żółtowski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów
85-763 Bydgoszcz, ul. S. Kaliskiego 7

W pracy omówiono głównie dokonania i kierunki badań pracowników Katedry w ostatnich latach. Istnieje potrzeba okresowych podsumowań dokonań, by na ich tle można było wytyczać zakres zadań na kolejne okresy. Treści tego opracowania wskazują na zakres zainteresowań naukowych, dokonania publikacyjne oraz promocyjne realizowane w Katedrze.

Słowa kluczowe: problemy badawcze, specjalizacje, publikacje

1. WSTĘP

W opracowaniu dokonano ogólnego przeglądu kierunków badań i prac naukowych w zakresie diagnostyki technicznej realizowanych w ostatnich latach w Katedrze Maszyn Roboczych i Pojazdów Wydziału Mechanicznego ATR. Szeroki zakres i zróżnicowanie problematyki podejmowanych rozważań uniemożliwia analizę szczegółowych dokonań poszczególnych opracowań. Przyjęto zatem formę omówienia ważniejszych kierunków badań ze wskazaniem publikacji, referatów naukowych, raportów i opracowań zwartych, opracowanych na podstawie zrealizowanych badań własnych.

Zainteresowania naukowe pracowników Katedry Maszyn Roboczych i Pojazdów dotyczą problemów kształtowania „jakości” maszyn i pojazdów w całym procesie ich istnienia, tj. na etapach: wartościowania C, konstruowania K, wytwarzania W i eksploatacji E. Problematyka ta rozwijana jest w dziedzinie niezawodności, diagnostyki technicznej, napraw i regeneracji oraz użytkowania i obsługiwań technicznych.

Uwarunkowania gospodarki rynkowej spowodowały wyróżnienie tej problematyki i przesunięcie jej zainteresowań z etapu eksploatacji na początkowe fazy istnienia obiektów.

Szczególne znaczenia w tym ujęciu nadano w Katedrze problematyce diagnostyki technicznej, traktowanej jako narzędzie kształtowania cech użytkowych nowo tworzonych i modernizowanych obiektów technicznych. Wyniki tych badań opisano jak dotąd w 3 rozprawach habilitacyjnych i 6 rozprawach doktorskich zrealizowanych w Katedrze oraz w wielu opracowaniach zwartych i publikacjach naukowych.

Traktując eksploatację maszyn jako główny etap weryfikacji ich przydatności i spełniania oczekiwań społecznych, coraz częściej na tym etapie prowadzi się intensywne badania poprawności działania maszyn w odpowiednio sformalizowanych

strukturach eksploatacji. Możliwości dokonania wszystkich dziedzin teorii eksploatacji, rozwijanych w Katedrze pozwalają na optymalne procedury projektowania, konstruowania, wytwarzania i eksploatacji maszyn, przy szerokim wspomaganie badań techniką komputerową.

Interdyscyplinarne powiązanie problemów eksploatacji maszyn wyraźnie wskazuje na dominującą wśród nich rolę diagnostyki technicznej, traktowanej jako narzędzie badania stanu maszyn oraz kształtowania ich jakości i sposobów wykorzystania.

2. PROBLEMY MERYTORYCZNE DIAGNOSTYKI MASZYN

Systemy techniczne o coraz wyższym stopniu automatyzacji, unifikacji i integracji modułowej stwarzają szereg nowych problemów natury technicznej, organizacyjnej i ekonomicznej, szczególnie na etapie ich eksploatacji. Jednym z tych problemów jest utrzymanie wysokiej gotowości technicznej maszyn i urządzeń, tzn. utrzymanie ich w stanie zdatności do wykonania przewidzianych zadań zgodnie z przeznaczeniem i aktualnymi możliwościami technicznymi.

Procesy dynamiczne w maszynach są zależne od trzech grup oddziaływań i czynników: współdziałania z otoczeniem, rodzaju i intensywności procesu roboczego oraz stanu technicznego rozpatrywanego obiektu.

Wczesne dostrzeżenie uszkodzeń limitujące zdadność zadaniową jest możliwe poprzez racjonalne stosowanie diagnostyki technicznej, jej metod, procedur i środków, coraz częściej wykorzystywanych w różnych strategiach eksploatacji.

Diagnostyka techniczna umożliwi ocenę stanu aktualnego oraz predykcję tego stanu dla potrzeb oceny zdadności zadaniowej badanego obiektu. Rozwiązuje się tu trudne zagadnienie odwrotnego określenia stanu technicznego obiektu na podstawie dostępnych modeli energetycznych, symptomowych lub holistycznych, każdorazowo jednak na podstawie pozyskiwanych symptomów stanu.

Patrząc syntetycznie na ogół możliwych zastosowań diagnostyki w każdej z faz istnienia obiektu, można wyróżnić **dziedziny i zakres wiedzy** niezbędnej do prawidłowego rozwoju tej dziedziny. Są to: **wiedza o obiektach, ich modelowaniu, identyfikacji, symulacji zachowań, nauka o sygnałach i symptomach, teoria eksperymentu, teoria decyzji oraz komputerowe wspomaganie badań diagnostycznych.**

Z praktycznego punktu widzenia **problemy główne diagnostyki**, warunkujące racjonalny rozwój i praktyczne jej stosowanie, obejmują:

- **fizykochemiczne podstawy diagnostyki technicznej** (tworzywo konstrukcyjne, warstwę wierzchnią, smarowanie, stany graniczne),
- **metodologiczne podstawy badań diagnostycznych**, (zadania diagnostyczne, modele diagnostyczne, identyfikację modeli, symulację wrażliwości miar, techniki wnioskowania, sposoby prezentacji diagnoz),
- **komputerową obsługę zadań diagnostycznych** (oprogramowanie, planowanie eksperymentów, badania, przetwarzanie sygnałów, estymację charakterystyk, redukcją wymiarowości, estymację modeli),
- **techniczne metody kontroli stanu obiektu** (metodyki, metody, środki – od najprostszych do systemów doradczych),

- **rolę i miejsce diagnostyki w cyklu istnienia obiektu** (projektowanie układów diagnostyki, projektowanie diagnostyczne, określanie charakterystyk użytkowych, wartości graniczne, sterowanie eksploatacją),
- **przesłanki ekonomiczne stosowania diagnostyki** (mierniki wartości, modele decyzyjne, wskaźniki efektywności, rachunek optymalizacyjny),
- **kształcenie dla potrzeb diagnostyki** (zawód, sylwetkę absolwenta, poziomy kształcenia, doskonalenie, materiały dydaktyczne).

Są to więc grupy problemów z różnych dyscyplin podstawowych i stosowanych, zawierające w sobie wyróżniki odrębności naukowej diagnostyki technicznej.

Obecnie istnieją teoretycznie i eksperymentalnie uzasadnione metody diagnostyki technicznej umożliwiające:

- opracowywanie metod, procedur i środków do badań symptomów diagnostycznych,
- badanie i klasyfikację uszkodzeń oraz symptomów rozwijających się uszkodzeń,
- budowę nowych procedur diagnostycznych dla potrzeb oceny maszyn, ich wpływu na bioagrosrodowisko, sterowanie jakościowe systemami działania w środowisku naturalnym.

Tak rozumiana diagnostyka techniczna przy powszechnym stosowaniu umożliwia:

- obiektywizację oceny stanu technicznego badanych obiektów,
- ustalanie terminów i zakresu czynności obsługiwań technicznych i napraw,
- eliminowanie z eksploatacji sprzętu niezdatnego, a tym samym zwiększenie bezpieczeństwa i skuteczności ekonomicznej eksploatacji,
- sterowanie oddziaływaniami techniki na produkcję i środowisko.

Z jednej strony widać więc, że diagnostyka techniczna, pozwalająca dokładnie określić stan techniczny obiektów stwarza szansę osiągnięcia znacznych oszczędności materiałowych i finansowych, zwolnienia na inne cele części zdolności obsługowych warsztatów i zakładów naprawczych. Docelowo umożliwia także opracowywanie nowych strategii eksploatacji maszyn, prowadzenie wysoce ekonomicznych technologii napraw i racjonalnej gospodarki częściami zamiennymi.

Z drugiej strony diagnostyka techniczna jest narzędziem kształtowania oddziaływań techniki na środowisko naturalne.

3. ZAKRES ZAINTERESOWAŃ PRACOWNIKÓW KATEDRY

Kształtowanie i ocena jakości maszyn metodami diagnostyki technicznej wiąże się ściśle z koniecznością utrzymania na odpowiednim poziomie ich cech użytkowych w określonych warunkach eksploatacji. Cechy te, spełniające wymogi reprezentatywnych dla stanu obiektu, winny być określone już na etapie konstruowania, a weryfikowane podczas wytwarzania i eksploatacji.

Do wyróżnienia, oceny i podtrzymywania cech użytkowych wykorzystuje się:

- możliwości diagnostyki technicznej, w tym konstruowanie diagnostyczne, ocenę jakości wytworów, diagnostykę eksploatacyjną, metody i środki diagnostyki technicznej, wspomaganie badań diagnostycznych techniką komputerową,
- badania niezawodności maszyn w fazach: przedprodukcyjnej, produkcyjnej i poprodukcyjnej przy wykorzystaniu programowanych badań stanowisko-

- wych, modelowania deterministycznego i stochastycznego czynników wymuszających, wspomaganie komputerowego badań niezawodności,
- metodologię kształtowania „jakości” maszyn przez „jakościowy system sterowania przedsiębiorstwem” z uwzględnieniem kryteriów norm jakości EN serii 29 000,
 - możliwości regeneracji części maszyn, w tym regenerację wielokrotną, badania zmęczeniowe i modelowanie obciążeń części regenerowanych, nowe techniki i technologie odtwarzania jakości części maszyn,
 - badania technologiczności obsługowej i naprawczej maszyn, kształtowanie intensywności starzenia i zużywania się elementów maszyn, kształtowanie podatności maszyn oraz ocenę efektywności ich eksploatacji.

Powyższe grupy tematyczne stanowią obszar zainteresowań pracowników Katedry, przyczyniając się do rozwoju metod i metodologii kształtowania i podtrzymywania jakości maszyn.

Tak widzianej problematyce diagnostyki technicznej w zastosowaniu do problemu doskonalenia systemów istnienia maszyn poświęcone są prace obejmujące:

- diagnozowanie systemów antropotechnicznych z wyznaczaniem relacji pomiędzy maszyną a operatorem (R. Boniecki, B. Żółtowski),
- diagnozowanie silników spalinowych: projektowanie aparatury pomiarowej, tester stanu silnika, sygnały pulsacji ciśnienia w diagnozowaniu silników, automatyczną klasyfikację i rozpoznawanie stanów (M. Jankowski, J. Monieta, S. Augustyn, W. Kupraszewicz, B. Żółtowski),
- pokładowe systemy diagnostyczne, elementy sztucznej inteligencji w diagnostyce (Z. Frąszczak, M. Jankowski, M. Chałamoński, W. Kupraszewicz, B. Żółtowski),
- prognozowanie stanu maszyn w połączeniu z okresowością diagnozowania, wskaźniki podatności diagnostycznej, drganiowe odwzorowanie luzów szarpaka, (H. Tylicki, Z. Ćwik, B. Żółtowski),
- diagnozowanie układów hydrauliki maszynowej: techniki filtracyjne, zużycia tribologiczne, geometrię fraktali w odwzorowaniu przepływu cieczy przez szczeliny (M. Chałamoński, B. Przybyliński),
- technologie napraw i regeneracji elementów maszynowych: jakość, trwałość, niezawodność, technologiczność napraw, technologie elektrostatyczne nakładania powłok, badania własności użytkowych regenerowanych elementów (A. Jazdon, B. Przybyliński),
- wykorzystanie analizy modalnej w diagnostyce maszyn (K. Wyczling, S. Augustyn, B. Żółtowski),
- metodologię diagnostyki technicznej: modele, eksperymenty, monitorowanie i zarządzanie, wspomaganie sztuczną inteligencją (B. Żółtowski, Z. Ćwik).

Dokonania pracowników Katedry w przedstawionych grupach problemowych są prezentowane podczas obrad szeregu gremiów naukowych i w wielu periodykach naukowych i naukowo-technicznych (jak literatura).

Katedra jest też organizatorem cyklicznych konferencji: Diagnostyka Maszyn Roboczych i Pojazdów (co 4 lata); Regeneracja (co 4 lata), jak i spotkań naukowych okazjonalnych, np. Konwersatorium PTDT-Ciechocinek '97, Forum Młodych-Bydgoszcz '98.

Członkowie zespołu naukowego Katedry są członkami wielu stowarzyszeń naukowych (PTDT, ZD SPE KBM PAN, PTMTiS), krajowych i zagranicznych.

4. MONITOROWANIE I ZARZĄDZANIE SYSTEMAMI EKSPLOATACJI MASZYN (MONIZAS)

Uogólnieniem dotychczasowych osiągnięć zespołu KMRIp jest próba opracowania koncepcji MONIZAS, wdrażającej wszystkie możliwości do efektywnego sterowania pracą zakładu, płynące z osiągnięć naukowych zakresu badań zespołu.

Najprościej rzecz ujmując, celem rozwoju gospodarczego społeczeństwa jest stworzenie warunków do osiągnięcia zwiększonej społecznej wydajności pracy. Jest to także celem wprowadzanej w naszym kraju reformy gospodarczej. Niewiele jednak można już osiągnąć przez zwiększenie indywidualnego wysiłku robotnika lub bezpośrednio inwestowanie w stanowiska pracy.

Trzeba sięgnąć do efektywnych metod zarządzania i organizacji, a to jest dziś prawie niemożliwe bez pomocy nowych strategii i kryteriów ochrony środowiska, systemów jakości, bezpieczeństwa oraz nowoczesnych technologii informatycznych.

Coraz większa ilość informacji wytwarzanych w przedsiębiorstwie w sferach zarządzania, procesów produkcji i procesów pomocniczych wymaga właściwego ich uporządkowania, przetworzenia i redukcji do zakresu niezbędnego dla podejmowania racjonalnych decyzji. Technika komputerowa ogarnęła wszystkie sfery działalności przedsiębiorstwa, a ponadto załamała dotychczasowe podziały i zachwiała istniejącą dotychczas strukturę oraz zmieniła jej otoczenie. Jeżeli już dziś nasze przedsiębiorstwa nie będą w sposób racjonalny adoptować się do zmian, to jutro nie będą uczestniczyć w światowym podziale pracy.

Na rysunku 1 przedstawiono system informatyczny przedsiębiorstwa, wyróżniając w nim problematykę utrzymania maszyn w ruchu, gdzie problematyka diagnostyki technicznej znajduje swoje wyróżnione miejsce. W takim systemie problematyka monitorowania stanu maszyn i związanych z nią wszystkich problemów cząstkowych jest wkomponowana w strukturę informatyczną przedsiębiorstwa.

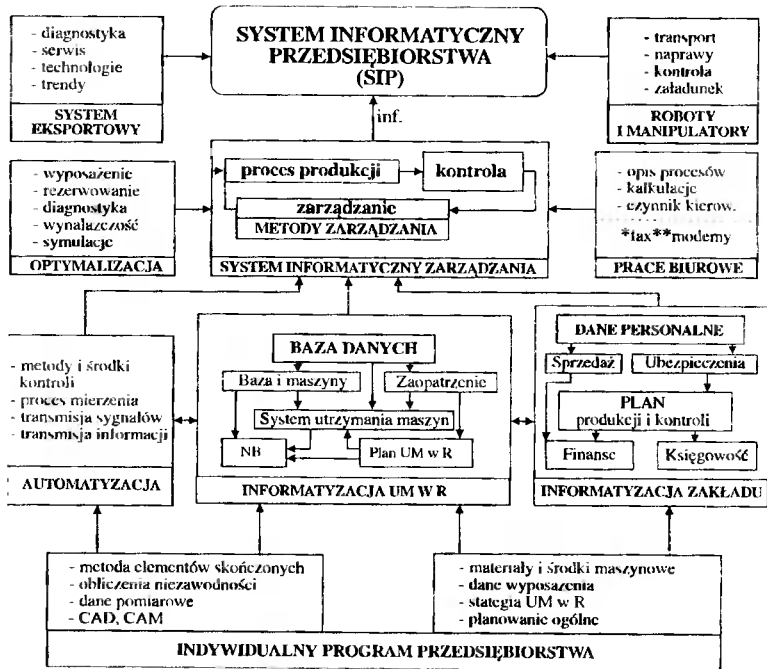
Monitorowanie stanu maszyn, w aspekcie niezawodności funkcjonalnej (traktowanej jako zdolność maszyny do wykonania zadania), jak i w sensie diagnostyki fizycznej (rozpoznawania przyczyn zaistniałych uszkodzeń) występuje na poziomie utrzymania maszyn w ruchu.

Przyrządy monitorujące i techniki monitorowania można podzielić na:

1. **Monitoring zjawisk dynamicznych:** szerokopasmowa analiza drgań, wąskopasmowa analiza drgań, analiza w czasie rzeczywistym, emisja akustyczna, ultradźwiękowa detekcja nieszczelności;
2. **Monitoring zanieczyszczeń stałych:** ferrografia, magnetyczna detekcja wiórów, fluorescencja rentgenowska;
3. **Monitoring procesów chemicznych:** analiza spektrometryczna, chromatografia gazowa, chromatografia cieczowa, spektroskopia podczerwona, cienkie warstwy radioaktywne;
4. **Monitoring procesów fizycznych:** ciekłe penetratory barwnikowe, inspekcja proszkami magnetycznymi, defektoskopia ultradźwiękowa, rentgenografia, termografia;
5. **Inne:** kropłowo-bibułkowe badanie olejów, elektrochemiczny monitoring korozji, testowanie wiroprądowe, endoskopia, tensometria, lakiery termome-

tryczne, megersy-mierniki oporności izolacji, emisja exoelektronowa, quanti-metri-liczenie cząstek w środowisku ciekłym lub gazowym.

Uwzględniając dostępne literaturowo warianty możliwych strategii eksploatacji maszyn, można ich praktyczną przydatność dla wybranego przedsiębiorstwa ocenić przy pomocy **użytkowych wskaźników efektywności**. Umożliwiają one: monitorowanie efektywności strategii utrzymania maszyn w ruchu w aspekcie rozwoju uszkodzeń zarządzanie przez niezawodność funkcjonalną.



Rys.1. System informatyczny przedsiębiorstwa z wyróżnionym zadaniem utrzymania maszyn w ruchu

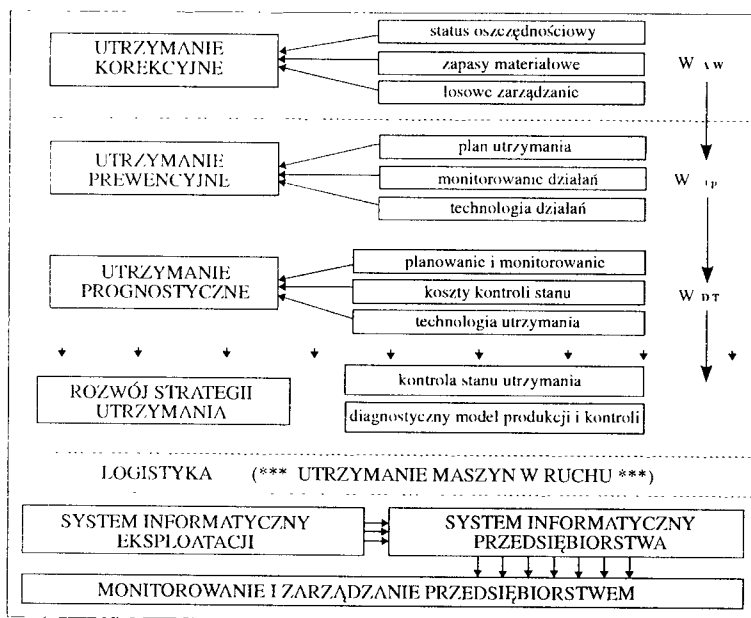
Funkcje zarządzania to: **planowanie, organizowanie, sterowanie i motywowanie oraz kontrola**.

Planowanie polega głównie na: opracowaniu strategii zarządzania systemem produkcyjnym, prognozowaniu zapotrzebowań odbiorców, cen, warunków otoczenia i warunków działania systemu produkcyjnego, projektowaniu produktu i procesu wytwórczego, projektowaniu i wyborze zdolności produkcyjnych, planowaniu lokalizacji produkcji, projektowaniu struktur produkcyjnych oraz rozplanowania maszyn.

Organizowanie procesu przetwarzania technologii produkcji dotyczy: projektowania operacji i projektowania pracy, pomiarów i normowania pracy, zarządzania projektami rozwoju produktu, procesu i zdolności produkcyjnych oraz restrukturyzacji systemów.

Sterowanie i motywowanie to głównie: harmonogramowanie pracy systemu produkcyjnego, synchronizowanie dostaw oraz operacji procesu przetwarzania, harmonogramowanie pracy poszczególnych operacji.

Kontrola obejmuje inspekcję całego systemu przetwarzania: kontrolę zapasów materiałów, półwyrobów i wyrobów gotowych, kontrolę jakości wyrobów, kontrolę stanu finansów firmy.



Rys.2. Podstawowe formy utrzymania maszyn w ruchu

Uogólniając te spostrzeżenia można monitorowanie i zarządzanie systemów technicznych w przedsiębiorstwie sprowadzić do problematyki:

- * **ustalonego: systemu zarządzania przedsiębiorstwem,**
- ** **realizowanego: monitorowania funkcjonowania przedsiębiorstwa.**

Wśród nowoczesnych rozwiązań profesjonalnych systemów monitorowania stanu maszyn można wyróżnić przodujące firmy: Bently Nevada (USA), Carl Schenck AG, Bruel & Kjaer, TECHNICAD-Gliwice, jak i wiele cząstkowych systemów wspomaganie diagnostowania, opracowanych w wielu polskich uczelniach. Dotychczasowe doświadczenia wskazują, że całościowe opracowanie systemu monitorowania stanu maszyn z wykorzystaniem algorytmów sztucznej inteligencji wymaga zaangażowania dużych środków finansowych i dużego nakładu czasu przez zaangażowane i ambitne zespoły naukowo-badawcze.

Sensowny i ekonomicznie uzasadniony rozwój przedsiębiorstw przyszłości to kompleksowe strategie informatyczne w monitorowaniu i zarządzaniu, obsługiwane przez przygotowane kadry w zakresie menedżerskim i organizacyjnym. W tym miejscu warto jednak przytoczyć znaną przestrożę, która porównuje *wdrażanie systemu informatycznego do przedsiębiorstwa obciążonego przestarzałymi metodami zarządzania i bałaganem do instalowania silnika raketowego do wozu drabiniastego*. Jedno i drugie grozi katastrofą.

5. ZAKOŃCZENIE

Możliwe trendy rozwojowe diagnostyki technicznej wynikające, z opracowań realizowanych w KMRiP na stosunkowo niedaleką przyszłość, zawierają jako główne zalecenia:

- wejście monitorowania, badań nieniszczących i diagnostyki technicznej w zakres nowoczesnego zarządzania systemami produkcyjnymi,
- wejście diagnostyki w początkowe etapy istnienia obiektów (w fazę projektowania, konstruowania i wytwarzania) dla podwyższenia ich jakości i niezawodności funkcjonalnej,
- wejście diagnostyki w duże konstrukcje inżynierskie, zagregowane systemy maszynowe i budowle,
- zastosowanie nowych przetworników wrażliwych zjawiskowo i układów mechatronicznych dla oceny stanu, wspomaganych nowoczesnymi technologiami informatycznymi i elementami sztucznej inteligencji,
- stopniowe pojawianie się pokładowych układów sterująco-diagnostycznych, szczególnie dla obiektów odpowiedzialnych (krytycznych),
- pojawianie się układów diagnostyki kompleksowej (stanu operacyjnego i fizycznego) w obiektach krytycznych i zrobotyzowanych dzięki masowemu zastosowaniu transputerów,
- wejście diagnostyki w systemy antropotechniczne i socjotechniczne, gdzie może nastąpić integracja diagnostyki medycznej (operator) i technicznej (maszyny),
- integracja diagnostyki z innymi dyscyplinami inżynierii i nauki dla wypracowywania łącznych kryteriów efektywności działania systemów antropotechnicznych.

Przedstawione przykładowo w pracy rozważania wokół MONIZAS dotyczą przyszłościowych rozwiązań zarządzania w przedsiębiorstwie, przy wyróżnieniu zagadnień i obszarów możliwych zastosowań monitorowania stanu i badań diagnostycznych.

Do podstawowych stwierdzeń tego problemu należy zaliczyć:

1. Potrzebę wprowadzania nowoczesnych strategii zarządzania do przedsiębiorstw jako: zarządzanie przez jakość, zarządzanie bezpieczeństwem, zarządzanie środowiskiem.
2. Nadrzędną rolę informacji (monitorowanie, badania diagnostyczne) w sterowaniu funkcjonowaniem przedsiębiorstwa.
3. Potrzebę nowych technologii w zakresie metod monitorowania i transformacji informacji dla decydentów (jaka, ile, kiedy, w jakiej postaci, na jaki szczebel).
4. Wyróżnienie zarządzania systemem eksploatacji maszyn w systemie logistycznym zakładu, a w nim miejsca na monitorowanie i badania diagnostyczne (przyszłość DT).
5. Potrzebę opracowania dokumentacji funkcjonowania DT w systemie zarządzania jakością, bezpieczeństwem, środowiskiem.
6. Konieczność usankcjonowania w PN roli, miejsca i zadań DT w nowoczesnych strategiach zarządzania przedsiębiorstwem.

PROBLEMS OF INVESTIGATION ON CATHEDRALS OF WORKING MACHINES AND VEHICLES

Summary

In this work one talk overed main executions and directions of investigations on works on cathedral in last years. Exists it is necessary of periodic recapitulations of executions, so that on their background one can was trace range of assignments on following periods. Contents this elaborations show on range of scientific interests, executions publications and promotions realized in Cathedral.

Key words: investigation problems, specializations, publications

PODSTAWOWE INFORMACJE O KMRiP W PIGUŁCE:

TEMATYKA BADAŃ ZESPOŁU:

1. Badania diagnostyczne systemów antropotechnicznych.
2. Badania niezawodnościowe maszyn.
3. Komputerowe systemy diagnostyki maszyn.

** OFERTA DLA PRZEMYSŁU:

1. Doradztwo inwestycyjne i techniczne w zakresie diagnostyki maszyn, silników pojazdów i ciągników.
2. Projektowanie diagnostycznych systemów eksploatacji maszyn.
3. Powłoki malarskie wykonywane w polu elektrostatycznym.
4. Filtry i filtracja mediów roboczych w maszynach.
5. Ekspertyzy w zakresie oceny stanu maszyn, bezpieczeństwa ruchu, wyceny wartości maszyn, przyczyn awarii, jakości maszyn.
6. Kursy doskonalące: diagnostyka i eksploatacja maszyn, przepisy ruchu drogowego, systemy jakości w przedsiębiorstwie, naprawy i regeneracja maszyn, walka z drganiami i hałasem.
7. Indywidualne studia doktoranckie w obszarze eksploatacji maszyn.

REALIZOWANE PRACE NAUKOWO-BADAWCZE:

1. *Zastosowanie analizy modalnej w diagnostyce maszyn – (B. Żółtowski, K. Wyczling), Grant KBN, 97–98.*
2. *Doskonalenie metodyki badań eksploatacyjnych maszyn i pojazdów przy pomocy technik informatycznych – Badania Statutowe BS11/94 (B. Żółtowski + pracownicy Katedry).*
3. *Elementy projektowania procesów, maszyn i pojazdów wspomagane komputerowo – Badania Własne BW/94 (B. Żółtowski + zespół Katedry).*
4. *Opracowanie i implementacja systemu doradczego testera stanu silnika wysokoprężnego (B. Żółtowski, M. Jankowski, W. Kupraszewicz).*

5. Modelowo wsparta identyfikacja wibroaktywności silnika spalinowego jako podstawa badań diagnostycznych w dynamicznym systemie eksploatacji (B. Żółtowski, M. Jankowski, H. Tylicki, Z. Ćwik).

**WYKAZ PRAC PROMOCYJNYCH
realizowanych pod kierunkiem Bogdana Żółtowskiego**

| Lp. | Nazwisko i imię | Temat rozprawy | Uwagi |
|-----|--|---|---|
| 1 | Dr inż. Józef Witka | Badanie wpływu konstrukcyjnych cech geometrycznych sprzęgieł jednokierunkowych na ich sprawność mechaniczną | Obrona z wyróżnieniem na Wydziale Budowy Maszyn w Pol. Pozn. W 1990 r. |
| 2 | Dr inż. Marek Jankowski | Ocena wrażliwości diagnostycznej sygnału pulsacji ciśnienia aparatury wtryskowej | Obrona pracy 6.05.1997. na Wydziale Budowy Maszyn w Pol. Pozn. |
| 3 | Dr inż. Zbigniew Frąszczak | Identyfikacja stanu złożonego obiektu technicznego przy wykorzystaniu sygnałów binarnych | Obrona pracy 9.06.1998 r. na Wydz. Mechanicznym ATR Bydgoszcz. |
| 4 | Dr inż. Jan Monieta | Diagnostyka kontrolna wtryskiwaczy silników okrętowych za pomocą procesów roboczych i towarzyszących | Obrona pracy 26.06.1998 r. na Wydz. Mechanicznym w ATR Bydgoszcz. |
| 5 | Mgr inż. Mirosław Kwidziński | Klasyfikacja przebiegów zmian ciśnienia wtrysku silnika wysokoprężnego przy pomocy sieci neuronowej | Otwarty przewód doktorski w ATR Bydgoszcz w 1995 r. |
| 6 | Mgr inż. Rafał Boniecki | Badanie wpływu wybranych cech operatora na niezawodność zadaniową systemu antropotechnicznego | Otwarty przewód doktorski w ATR Bydgoszcz 1996 r. |
| 7 | Mgr inż. Wiktor Kupraszewicz | System doradczy w diagnozowaniu wysokoprężnego silnika spalinowego | Prace wstępne (40%) |
| 8 | Mgr inż. Sławomir Augustyn | Monitorowanie silników turbinowych w dynamicznym systemie eksploatacji statków powietrznych | Prace wstępne (30%) |

LITERATURA (wybrane publikacje)

I. Wydawnictwa zwarte:

- JANKOWSKI M.: Ocena wrażliwości diagnostycznej sygnału pulsacji ciśnienia aparatury wtryskowej. Praca doktorska. Politechnika Poznańska 1997.
- TYLICKI H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Rozprawa habilitacyjna. Bydgoszcz 1998.
- ŻÓŁTOWSKI B.: autor rozdz. 6. Diagnostyka Maszyn. Red. Cempel C., Tomaszewski F. Wydawnictwo książkowe. MCNEMT Radom 1992, (s.101-107).

4. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnostyka polska. (Noty biograficzne). Wyd.–Konfer.sc. BYDGOSZCZ 1994, (147s.)
5. ŻÓŁTOWSKI B.: Metodyka w okrucinach. [Seminarium dyplomowe. Zasady pisania pracy dyplomowych]. Wydawnictwo – Konfer. Sc. BYDGOSZCZ 1994, (91s.), (współautorzy: Jedliński R., Jazdon A.).
6. ŻÓŁTOWSKI B.: Podstawy diagnostyki technicznej. Skrypt ATR Bydgoszcz 1994, (118s.), (Współautorzy: Ćwik Z., Jankowski M.).
7. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnozowanie silnika wysokoprężnego. Wyd. Instytut Technologii Eksploatacji. Radom 1995, (s.171).
8. ŻÓŁTOWSKI B., JÓZEFIK W.: Podstawy diagnostyki elektrycznych urządzeń diagnostycznych. Wyd. ATR. Bydgoszcz 1996, (s.240).
9. ŻÓŁTOWSKI B., ĆWIK Z.: Leksykon diagnostyki technicznej. Naukowo-Techniczny. Wyd. ATR. Bydgoszcz 1996, (s.420).
10. ŻÓŁTOWSKI B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996, (s.467).
11. ŻÓŁTOWSKI B.: Seminarium dyplomowe. Zasady pisania prac dyplomowych. Skrypt ATR, Bydgoszcz 1997, (s.149).
12. ŻÓŁTOWSKI B.(Redaktor wydania): Wybrane problemy diagnostyki maszyn. Konwersatorium PTDT, Ciechocinek-Bydgoszcz 1998, (s.148).
13. ŻÓŁTOWSKI B., SZAFRAŃSKI J. (Redakcja): Problemy naukowe młodych w obszarze budowy i eksploatacji maszyn. I Konferencja n-t. Bydgoszcz 1998. (s.143).

II. publikacje naukowe:

ZAGRANICZNE:

1. ŻÓŁTOWSKI B.: Computer testing of combustion engine using the method of acceleration. Acoustical and Vibratory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques. Paryż-Senlis. France 1995, (s.983–993).
2. ŻÓŁTOWSKI B., ĆWIK Z.: Methoden der technischen Identifikation der Objekte. IV Kolloquium Technische Diagnostik. Technische Universität Dresden 1996, (s. 98- 116).
3. ŻÓŁTOWSKI B.: Computer testing of diesel engine. COMADEM. University of Sheffield. Sheffield Academic Press. England. (p.947–955) 1966.
4. ŻÓŁTOWSKI B.: Vibrodiagnosis experiments of machines. COMADEM. Sheffield. '96. UK.
5. ŻÓŁTOWSKI B., SALAMON S.: Concept of method of direct comparison in tightness investigations. COMADEM. Sheffield, 1996 England.
6. ĆWIK Z.: Estimation of a diagnostic compliance of machines. Conferens: Reliability and safety of technical systems. Minsk, Belarus 1997.
7. ŻÓŁTOWSKI B.: Vybrane problemy diagnostiky provozovani stroju. Velke Losiny. CR, s.38–47, 1997.
8. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnostic identification of real objects. COMADEM 97. Helsinki, Finland 1997, (Vol.2, s.224–235).
9. ŻÓŁTOWSKI B., SALAMON S.: Concept of the direct comparison method in tightness investigations. COMADEM 97. Helsinki Finland 1997, (Vol.2,s.246–255).

10. ŻÓŁTOWSKI B.: Techniczeskaja diagnostika–instrument formirovanija kaczestwa maszin. Konfer. Białoruskij Akademii Nauk. Mińsk 1997, Białoruś.
11. ŻÓŁTOWSKI B.: Człowiek w issledowanii sostojanija maszin. Mińsk 1997, Białoruś (78–89, YDK.629.113).
12. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnosis experiments of machines. LAM DAMAP'97. Huddersfield. UK. 1997, (s.43–55).
13. CHALAMOŃSKI M. ii : The influence of selected factors on the amount of preparation loss during the operations of a chuff cutter. ICAE. Maroko–Rabat 1998.
14. CHALAMOŃSKI M. i. in.: Analysis of failures in elements of hydraulic systems of agricultural machines. AgEng. Oslo 1998.
15. CHALAMOŃSKI M. ii : Quality assessment for the mixing process of vegetable matter additives during harvesting for silage with gathering cutter. AgEng, Oslo 1998.
16. ŻÓŁTOWSKI B.: Metodologia diagnostiki stroju. Technicka diagnostika stroju a vyrobnych zarizeni. DIAGO'98. OSTRAWA 1998, (s.83–93).
17. ŻÓŁTOWSKI B., TYLICKI H.: Technicka diagnostika mechanicznych system. Technicka diagnostika stroju a vyrobnych zarizeni. DIAGO'98. OSTRAWA 1998, (s.123–136).
18. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnostic identification of machines. ISROMAC-7. Dynamics II. vol. B Honolulu. HAWAII. USA, (s.832–840).

PUBLIKACJE NAUKOWE:

1. TYLICKI H.: Koncepcja wykorzystania procesu prognozowania stanu technicznego urządzeń. ZEM, Nr 1/95, Kraków 1995.
2. TYLICKI H.: Wybór parametrów diagnostycznych w procesie prognozowania stanu technicznego. ZEM, Nr 4/90, Kraków 1991.
3. ŻÓŁTOWSKI B. : Człowiek w badaniach i sterowaniu maszyn i urządzeń. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Polska Akademia Nauk., Z.1.(101), 1995, (s.77–89).
4. ŻÓŁTOWSKI B.: Identyfikacja diagnostyczna obiektów technicznych. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Z.1 (105), PAN, 1996.

REFERATY KONFERENCYJNE:

1. CHALAMOŃSKI M.: Diagnostyka układów hydrauliki maszynowej. Bydgoszcz 1994.
2. ĆWIK Z.: Ocena podatności diagnostycznej maszyn. Węgierska Górka 1996.
3. JANKOWSKI M.: Miary sygnału pulsacji ciśnienia w zastosowaniu do diagnozowania aparatury wtryskowej. Kongres Diagnostyki Technicznej. Gdańsk 1996.
4. PRZYBYLIŃSKI B.: Urządzenie do badań trwałości zmęczeniowej regenerowanych elementów maszyn. REGENERACJA'95. Bydgoszcz–Borówno 1996.
5. PRZYBYLIŃSKI B.: Jakościowa i ilościowa ocena możliwości regeneracji wielokrotnej elementów pojazdów. RECYRKULACJA'97. Bydgoszcz 1997.
6. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnostyczne aspekty jakości maszyn. Seminarium polsko-rosyjskie. Efektywność eksploatacji systemów technicznych. Olsztyn 1995, (s.69–74).
7. ŻÓŁTOWSKI B., POLAŃSKI J.: Uwarunkowania zmian programowych w przedmiotach technicznych. Konferencja WSP. Zacisze k/Bydgoszczy (wrzesień) 1995.

8. ŻÓŁTOWSKI B.: Metody identyfikacji diagnostycznej obiektów. III Krajowa Konferencja Diagnostyka Techniczna Urządzeń i Systemów. ITWL, Szczyrk 1995, (s.239–253).
9. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie stanu i inżynieria diagnostyki. Mechanika '95. Gdańsk 1995, (s.119–121).
10. ŻÓŁTOWSKI B.: Elementy diagnostyki technicznej silnika wysokoprężnego. III Międzynarodowe Targi Pomorza i Kujaw-Auto-Moto-Diesel '96. Bydgoszcz 1996.
11. ŻÓŁTOWSKI B., KWIDZIŃSKI M.: Sieć neuronowa w diagnozowaniu silnika wysokoprężnego. Auto Moto-Diesel, Bydgoszcz 1996.
12. ŻÓŁTOWSKI B.: Kształtowanie i ocena jakości maszyn w Katedrze maszyn roboczych i pojazdów. Zesz.Nauk. 202. ATR, Bydgoszcz 1996, (s.123–138).
13. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie stanu maszyn. Kongres Diagnostyki Technicznej. Materiały T.3. Gdańsk 1996, (s.397–402).
14. ŻÓŁTOWSKI B., BONIECKI W.: Kształtowanie systemów antropotechnicznych. Kongres Diagnostyki Technicznej. Materiały T.2. Gdańsk 1996, (s.111–116).
15. ŻÓŁTOWSKI B., FRĄSZCZAK Z.: Symulacja stanów niezawodnościowych obiektu technicznego. Kongres Diagnostyki Technicznej. Materiały T.2. Gdańsk 1996. (s.253–258).
16. ŻÓŁTOWSKI B.: Diagnostyka techniczna narzędziem kształtowania jakości maszyn. ZN. Pol. Gdańskiej. Mechanika 75, /285/, 1996.
17. ŻÓŁTOWSKI B. i in.: Diagnostyka maszyn rolniczych. Kongres Diagnostyki Technicznej. Materiały T.1. Gdańsk 1996, (s.129–154).
18. CHALAMONSKI M.: Filtracja oraz kontrola czystości olejów hydraulicznych oraz smarowych. Mechanika '97. Elbląg 1997.
19. ĆWIK Z.: Wyznaczanie wskaźników podatności diagnostycznej pojazdów. VIII Kongres Eksploatacji Maszyn. Krynica Górka 1997.
20. JANKOWSKI M.: Cykl diagnostyczny silników o zapłonie samoczynnym. ZN WSO. 11/97. Toruń 1997.
21. JANKOWSKI M.: Klasyfikacja stanu technicznego aparatury wtryskowej silnika o zapłonie samoczynnym. Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka 1997.
22. PRZYBYLIŃSKI B.: Urządzenie do bezpyłowego pokrywania proszkiem ośrodków ciągłych. Recykulacja. Bydgoszcz 1997.
23. PRZYBYLIŃSKI B.: Malowanie proszkowe w polu elektrostatycznym. Mechanika '97. Gdańsk–Elbląg 1997.
24. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie rozwoju uszkodzeń. XXV Szkoła Zimowa Niezawodności Maszyn. Szczyrk 1997, (s.233–240).
25. ŻÓŁTOWSKI B.: Wybrane problemy diagnostyki drganiowej w praktyce przemysłowej. Konferencja Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka 1997, s.78–89.
26. ŻÓŁTOWSKI B., KUPRASZEWICZ W.: System ekspertowy w diagnozowaniu silnika spalinowego. Konferencja Diagnostyka Maszyn. Węgierska Górka 1997, s.143–148.
27. ŻÓŁTOWSKI B.: Wibrodiagnostyka maszyn. Konferencja Mechanika '97 – Nauka i praktyka. Gdańsk-Elbląg, s. 157–159.
28. ŻÓŁTOWSKI B.: Osiągnięcia i perspektywy rozwoju diagnostyki technicznej w technice rolniczej. MOTOROL'97. Lublin 1997, (s.4–17).
29. ŻÓŁTOWSKI B.: Uwarunkowania klasyfikacji stanów w diagnostyce maszyn. Kongres Eksploatacji Maszyn. Krynica Górka 1997, (s.37–52).

30. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie i zarządzanie przedsiębiorstw. Materiały Konwersatorium PTDT-Diagnostyka '97. Ciechocinek 1997.
31. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie systemu eksploatacji maszyn. ZN WSO. Toruń Z.11, 1997, (s.117–141).
32. ŻÓŁTOWSKI B., TYLICKI H.: Metody określania czasu niezawodnego działania maszyn. XXVI Szkoła Niezawodności. Szczyrk 1998, (s.69–74).
33. ŻÓŁTOWSKI B., SALAMON S.: Energetyczne aspekty niezawodności konstrukcyjnie zamkniętych przestrzeni roboczych. Szkoła Niezawodności. Szczyrk 1998, (s.166–174).
34. ŻÓŁTOWSKI B.: Monitorowanie i zarządzanie systemów. Konwersatorium PTDT, Ciechocinek 1998,(7–20).
35. ŻÓŁTOWSKI B.: NETykieta czyli internetowe obyczaje. Konwersatorium PTDT, Ciechocinek 1998, (s.63).
36. ŻÓŁTOWSKI B. Diagnostyka techniczna narzędziem klasyfikacji elementów maszyn do regeneracji. Konf. REGENERACJA '98. Bydgoszcz-Borówno 1998.

DIAGNOZOWANIE SILNIKA TURBINOWEGO NA PODSTAWIE ANALIZY ZUŻYCIA OLEJU

Sławomir Augustyn, Bogdan Żółtowski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz

W pracy tej przedstawiono metodę wyznaczania czasu niezawodnego działania silnika turbinowego za pomocą zmiany ilości zużycia oleju. Ma to na celu zapewnienie właściwego nadzorowania pracy silnika w procesie eksploatacji. W oparciu o wyniki badań zużycia oleju silnika turbinowego zaproponowano sposób określenia czasu kolejnego diagnozowania.

Tok postępowania przedstawiono na przykładzie turbinowego silnika GTD-350 eksploatowanego na śmigłowcu Mi22.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, zużycia, drgania, hałas

1. WPROWADZENIE

Badania eksploatacyjne silników turbinowych dostarczają informacji o zmieniającym się stanie technicznym, co w ujęciu bezpieczeństwa lotów uzasadnia potrzebą ciągłego ich diagnozowania.

Z przebiegu intensywności uszkodzeń silnika turbinowego wynika, że w okresie wzrostu intensywności należy zwiększyć częstotliwość diagnozowania. Ponadto poprawna praca silnika wpływa na obniżenie nakładów na jego eksploatację (zmniejszenie: zużycia paliwa, części zamiennych, materiałów eksploatacyjnych).

Pomimo rosnących kosztów oraz pracochłonności diagnozowania, należy uwzględnić fakt, że nadrzędnym celem jest osiągnięcie pełnej niezawodności działania statku powietrznego.

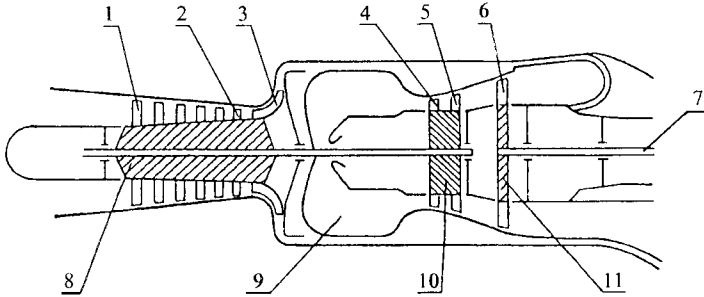
W tej pracy zaproponowano metodę określania czasu kolejnego diagnozowania silnika turbinowego w oparciu o wyniki badań zużycia oleju silnikowego.

2. DIAGNOZOWANIE SILNIKA TURBINOWEGO

Spśród wszystkich zespołów śmigłowca silnik jest najbardziej wrażliwym zespołem, a jednocześnie w największym stopniu decydującym o bezpieczeństwie lotu śmigłowca. Silnik, ze względu na bardzo skomplikowaną konstrukcję, jest narażony na wszelkiego rodzaju uszkodzenia swoich zespołów, które wpływają na jego prawidłową pracę (np.: uszkodzenie pompy-regulatora, czy uszkodzenie sprężarki przez dostające się ciała obce

do wlotu silnika). Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy schemat kinematyczny silnika turbinowego.

Dla zapewnienia silnikowi w okresie jego eksploatacji niezawodnej pracy, należy proces ten ciągle nadzorować i oceniać rzeczywisty stan techniczny poszczególnych elementów i zespołów silnika.

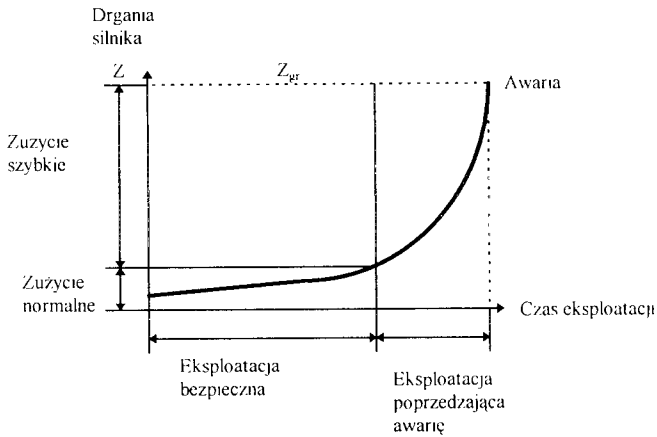


Rys.1. Schemat kinematyczny silnika turbinowego:

1 – łopatki I stopnia sprężarki, 2 – łopatki VI stopnia sprężania. 3 – łopatki stopnia odśrodkowego. 4 – łopatki I stopnia turbiny sprężarki, 5 – łopatki II stopnia turbiny sprężarki, 6 – łopatki turbiny napędowej, 7 – wał wyjściowy silnika. 8 – sprężarka. 9 – komora spalania, 10 – turbina sprężarki, 11 – turbina napędowa

Dany typ silnika ma nadaną przez konstruktora i wytwórcę określoną trwałość (żywność), a rzeczywiste warunki pracy każdego silnika oraz jego indywidualne cechy powodują różną w każdym silniku szybkość zużycia się oraz starzenia elementów.

Stąd właśnie wynika konieczność badań diagnostycznych, aby (jak pokazano na rys.2) wykryć możliwie dokładnie zbliżenie się stanu niebezpiecznego i nie dopuścić do powstania awarii poprzez wycofanie silnika z eksploatacji.



Rys.2. Zużycie silnika w funkcji czasu eksploatacji 0

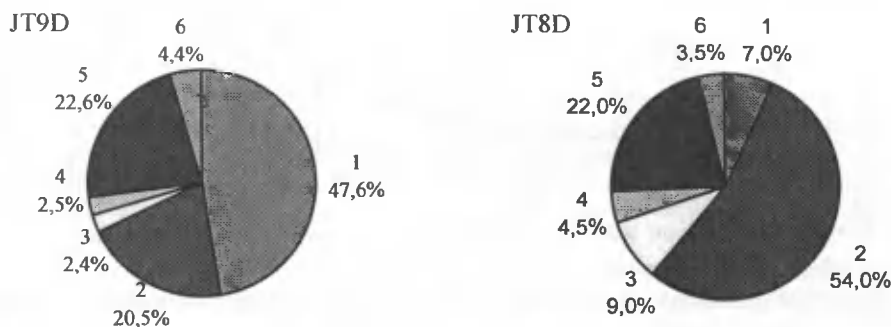
3. SPOSOBY DIAGNOZOWANIA SILNIKA

Do podstawowych metod diagnozowania silnika zalicza się:

- 1) kontrolę wizualną,
- 2) kontrolę głównych parametrów pracy silnika,
- 3) analizę zużycia oleju,
- 4) spektroskopową analizę oleju,
- 5) metody wibroakustyczne,
- 6) endoskopię i inne.

Spośród wymienionych metod diagnostycznych w eksploatacji stosowane są już od dawna trzy pierwsze metody. Metoda czwarta jest metodą laboratoryjną, w której na podstawie próbek oleju pobranych z silnika określa się stan techniczny łożysk. Bardziej dokładnymi metodami diagnozowania silnika turbinowego są: wibroakustyka i endoskopia.

Na rysunku 3 pokazana jest procentowa ilość uszkodzeń wykrytych w silnikach JT9D i JT8D przy pomocy różnych metod diagnostycznych.



Rys.3. Procentowa ilość wykrytych uszkodzeń w silnikach JT9D i JT8D metodami:
1 – endoskopia, 2 – wizualnie, 3 – magnetyczną, 4 – spektroskopową, 5 – przyrządami kontrolnymi, 6 – wg zużycia oleju

W tej pracy wykorzystano, dostępne z badań eksploatacyjnych silników typu GTD-350, ilości zużywanego oleju w określonych przedziałach czasowych.

Na ich podstawie zaproponowano sposób wyznaczania terminów kolejnych badań diagnostycznych.

4. WYZNACZENIE CZASU NIEZAWODNEGO DZIAŁANIA SILNIKA TURBINOWEGO ZA POMOCĄ SZACOWANIA ZMIANY PARAMETRU DIAGNOSTYCZNEGO

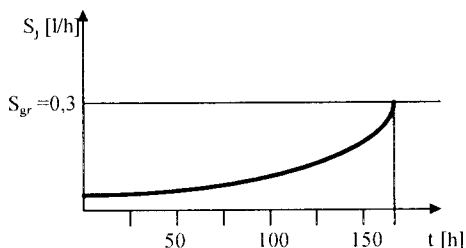
Prognozowanie zmian stanu technicznego turbinowego silnika prowadzić można w oparciu o wyniki badań eksploatacyjnych. W tym celu zastosowano metodę wyznaczania czasu niezawodnego działania za pomocą szacowania zmian parametru diagnostycznego [6].

W tej pracy dokonano analizy wyników badań zużycia oleju silnikowego B-3W w turbinowym silniku śmigłowcowym GTD-350.

Wybór tej metody jest podyktowany faktem, iż podczas eksploatacji silnika turbinowego w warunkach lotniskowych jednym z ważnych parametrów, który określa stan techniczny silnika, jest godzinowe zużycie oleju. Wyniki prowadzonych analiz zużycia oleju (tab.1) pokazano na rysunku 4.

Tabela 1. Dane pomiarowe zużycia oleju B-3W badanego silnika GTD-350

| | | | | | | | |
|-------------------------------------|------|------|------|------|-----|------|-----|
| Zużycie oleju S_i [l/h] | 0,02 | 0,04 | 0,06 | 0,15 | 0,2 | 0,25 | 0,3 |
| Czas eksploatacji Θ_i [h] | 25 | 50 | 75 | 100 | 125 | 150 | 175 |



Rys.4 Przebieg zmiany stanu silnika w ujęciu symptomowym (ilość zużycia oleju)

Zgodnie z instrukcją eksploatacyjną silnika wydaną przez producenta, wartość graniczna symptomu (godzinowe zużycie oleju) wynosi:

$$S_{gr}=0,3 \text{ l/godz.}$$

Parametr charakteryzujący dynamikę wzrostu symptomowej krzywej życia z rysunku 4 w rozpatrywanym okresie Θ_j , można zdefiniować wg zależności [6]:

$$s(\Theta_j) = \frac{S_j}{S_{gr} - S_j} \cdot \frac{1}{\Theta_j} \quad (1)$$

gdzie:

S_j – wartość zmierzonego symptomu

Dla porównania zgodności czasów narzuconych przez przyjęty system eksploatacji silników (rys.4) z okresowością diagnozowania z proponowanej metody przyjęto, że czas kolejnego diagnozowania wyznacza się z zależności:

$$T_d = \frac{P_g \cdot (S_{gr} - S_j)}{S_j} \cdot \Theta_j \quad (2)$$

gdzie:

- P_g – prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy silnika turbinowego (zawiera się w przedziale od 0,99 do 1),
 Θ_1 – zmierzony czas eksploatacji do chwili badania.

Określając wartość T_d wg (2) dla danych pomiarowych z tabeli 1 ustalono trend zużycia oleju silnika turbinowego w postaci:

$$S_j^* = 0,0158 \cdot e^{0,0186 \cdot \Theta_j} \quad (3)$$

W tabelicy 2 przedstawiono wartość S_j^* obliczone wg (3) określonego zużycia oleju Θ_1 , co pozwoliło określić błąd prognozy e_p^* definiowany jako:

$$e_p^* = \frac{(S_j^* - S_j)}{S_j^*} \quad (4)$$

Tabela 2 Wyniki obliczeń

| Czas eksploatacji [h] | 25 | 50 | 75 | 100 | 125 | 150 | 175 |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|
| S_j [l/h] | 0,02 | 0,04 | 0,06 | 0,15 | 0,20 | 0,25 | 0,30 |
| T_d [h] | 332,50 | 308,75 | 285,00 | 95,00 | 59,38 | 28,50 | 0,00 |
| S_j^* [l/h] | 0,025 | 0,040 | 0,064 | 0,101 | 0,161 | 0,256 | 0,407 |
| e_p^* [%] | 20,00 | 0,00 | 6,25 | -48,50 | -24,20 | 2,30 | 26,30 |

W oparciu o metodę wyznaczania czasu niezawodnego działania silnika turbinowego za pomocą szacowania zmiany parametru diagnostycznego (analiza wg zużycia oleju) stwierdzono:

- średni błąd prognozy wartości symptomu (S_j) dla przyjętego czasu eksploatacji (Θ_1) wynosi 18,3% (uwzględnieniu wartości bezwzględnych e_p^*);
- w miarę wzrostu symptomu (zbliżania się do S_{gr}) w czasie eksploatacji silnika turbinowego częstotliwość badania parametru diagnostycznego rośnie.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

1. W celu wyznaczenia okresowości diagnozowania przedstawioną metodą, niezbędne są dane statystyczne, które należy pozyskiwać w czasie eksploatacji silnika turbinowego.
2. Uzyskane rezultaty czasu kolejnego diagnozowania są zadawalające, co wynika z porównania ich z doświadczeniami eksploatacyjnymi.
3. Metodę tą można zastosować równolegle z innymi sposobami eksploatacyjnymi, stosowanymi dotychczas, w celu sprawdzenia stanu technicznego silnika turbinowego.
4. Czas kolejnego diagnozowania silnika turbinowego możemy określić tą metodą nie tylko za pomocą analizy wg zużycia oleju, ale przy wykorzystaniu parametrów takich jak:
 - czas wybiegu turbosprężarki,
 - wartość temperatury gazów wylotowych w poszczególnych zakresach pracy.

W dalszych pracach z tego zakresu przewiduje się podjęcie badań stanu grupy silników turbinowych poddanych eksploatacji wg stanu technicznego, z zadaniem ustalenia symptomów stanu, ich wartości granicznych i częstotliwości diagnozowania.

LITERATURA

- [1] Żółtowski B.: Podstawy diagnostyki maszyn. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996.
- [2] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wyd. ATR, Bydgoszcz 1997.
- [3] Cheda W. Malski M.: Techniczny poradnik lotniczy – silnik. WKiŁ, Warszawa 1984.
- [4] Instrukcja technicznej eksploatacji silnika GTD-350. WSK, Rzeszów 1984.
- [5] Żółtowski B. Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej. Wyd. ATR, Bydgoszcz. 1996.
- [6] Żółtowski B.: Uwarunkowania klasyfikacji stanów w diagnostyce maszyn. Problemy eksploatacji. 4/97 (27), Radom-Krynica. 1997, (s.37–51).

TURBINE ENGINE DIAGNOSIS ON THE BASIS OF OIL USE ANALYSIS

Summary

This paper shows how to determine the time of turbine engine trouble-free running by changing the quantity of oil usage. Its purpose is to secure good control of engine operation of experiments in during exploitation. On the basis oil usage turbine engine findings we can calculate time of the next diagnosis. The procedure has been showed for helicopters Mi-2 with turbine engine GTD-350.

Key words: technical diagnostics, waste, vibrations, noise

ŹRÓDŁA HAŁASU WYTWARZANEGO PRZEZ ŚMIGŁOWIEC

Sławomir Augustyn, Bogdan Żółtowski

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów,
ul. Prof. S. Kaliskiego 7, 85–796 Bydgoszcz

W ostatnich latach cały wysiłek konstruktorów lotniczych i służb eksploatacji lotnisk zmierza w kierunku zmniejszenia uciążliwości hałasu lotniczego dla mieszkańców zurbanizowanych terenów sąsiadujący z lotniskami.

W tej pracy dokonano analizy hałasu generowanego przez śmigłowiec pod względem głównych źródeł oraz kierunków emisji. Praca ma charakter przeglądowy.

Słowa kluczowe: drgania, hałas środowisko, zagrożenia

1. WPROWADZENIE

Szybki rozwój komunikacji powoduje różną uciążliwość dla środowiska, a także wpływa ujemnie na zdrowie człowieka. Zakres i rodzaj ujemnego oddziaływania hałasu lotniczego zależy przede wszystkim od konstrukcji danego statku powietrznego oraz jego położenia względem ziemi.

Praktyka ostatnich lat wykazuje, że kształtowanie klimatu akustycznego w sąsiedztwie lotnisk zależy nie tylko od konstruktorów lotniczych, akustyków i służb eksploatacji lotnisk, lecz również od pilotów, architektów i urbanistów.

Tak więc wszelka działalność zmierzająca w kierunku zmniejszania oddziaływania hałasu na środowisko wymaga dokładnego poznania źródła hałasu, w tym również jego kierunkowości.

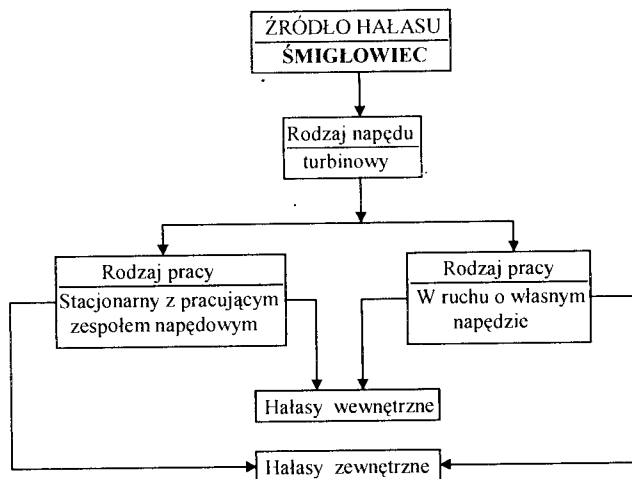
Problematykę tę przedstawiono w pracy, wyróżniając w niej klasyfikację źródeł i ich omówienie, prezentację przykładowych widm ukazującym nam możliwość odwzorowania zmian stanu w emitowanym hałasie.

Dają to możliwość ingerencji w źródła o podwyższonej dynamiczności i skuteczną walki z nadmiernym i uciążliwym hałasem.

2. HAŁAS ŚMIGŁOWCA

Rozpatrując śmigłowiec jako źródło hałasu lotniczego – należy wyodrębnić emisję hałasu do wnętrza (kabiny pilota i przedziału pasażerskiego) oraz na zewnątrz, akcentując jego ujemny wpływ na środowisko oraz na zdrowie i działalność człowieka.

Ogólną klasyfikację hałasu wytwarzanego przez śmigłowiec pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Klasyfikacja hałasu wytwarzanego przez śmigłowiec

Głównym zatem źródłem hałasu wytwarzanego przez śmigłowiec są zespoły napędowe, których elementy i układ pokazano na rysunku 2.

W śmigłowcach pole akustyczne wewnętrzne jest zależne od hałasu emitowanego przez:

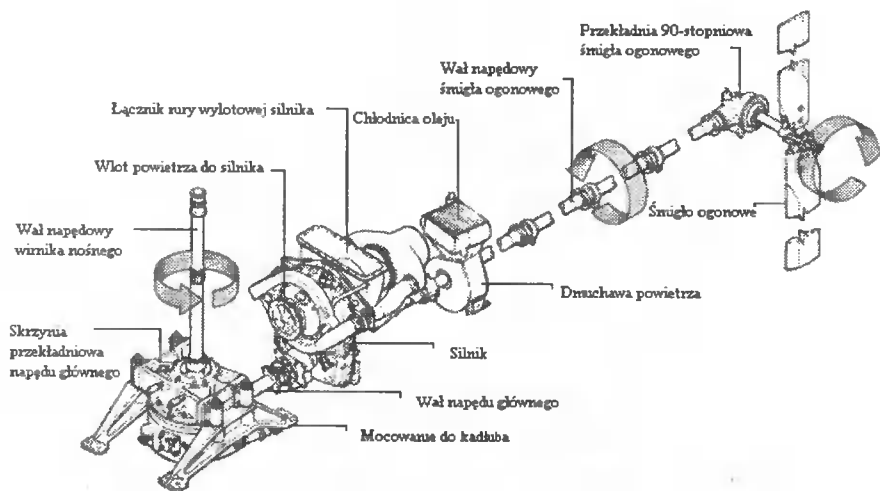
- przekładnię główną,
- silnik turbinowy,
- urządzenia i agregaty pomocnicze.

Analiza hałasu wewnętrznego zostanie omówiona w dalszej części tej pracy.

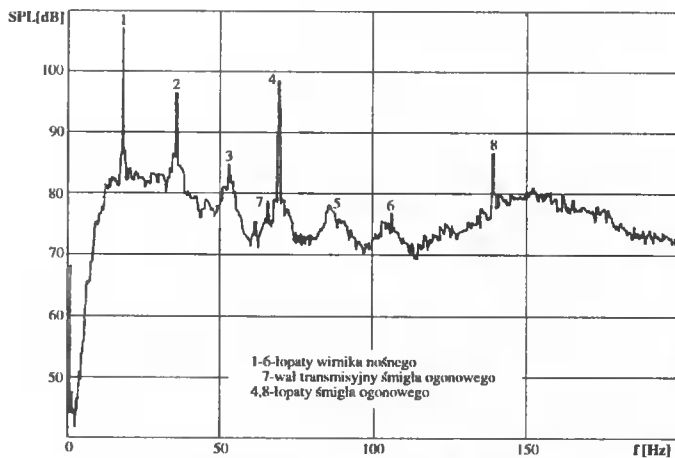
Z kolei wielkość poziomu hałasu zewnętrznego, emitowanego przez śmigłowiec znajdujący się zarówno w ruchu, (np. w czasie startu lub lądowania), jak i w stanie stacjonarnym z pracującym zespołem napędowym, uwarunkowana jest przede wszystkim poziomem dźwięku emitowanego przez:

- wirnik nośny,
- śmigło ogonowe,
- konstrukcję urządzeń transmisji napędu oraz drgania mechaniczne konstrukcji.

Przykładowe widmo hałasu zewnętrznego, wyznaczonego zgodnie z PN-89/L-01301, śmigłowca przedstawiono na rysunku 3 [4], który wyraźnie ukazuje charakterystyczne częstotliwości, w których ujawniają się amplitudy drgań poszczególnych elementów zespołu napędowego.



Rys.2. Zespoły napędowe śmigłowca



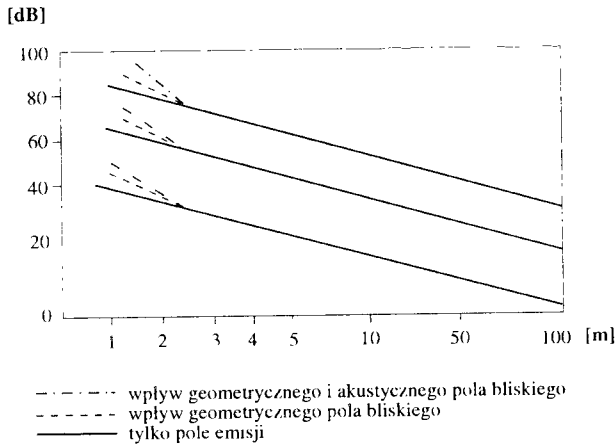
Rys.3. Widmo hałasu zewnętrznego śmigłowca [4]

Nadmienić należy, że przy obliczaniu i analizie hałasu konieczne jest rozróżnienie, gdzie znajduje się źródło i obserwator, wyróżniając pole bliskie i pole dalekie. W polu bliskim fale akustyczne generowane w różnych punktach nakładają się na siebie wzmacniając lub wygaszając się wzajemnie w zależności od różnicy faz.

Natomiast w polu dalekim fale akustyczne są generowane w mniejszym stopniu, co powoduje mniejszy wpływ hałasu na człowieka.

Na rysunku 4 przedstawiono zależność pomiędzy odległością obserwatora od źródła hałasu (pracującego wirnika nośnego) na poziomie dźwięku pierwszych trzech harmonicznych.

Jak wynika z rysunku powyżej odległości wynoszącej 3 m od śmigłowca następuje zanik wpływów pola bliskiego, co jednocześnie określa zmniejszenie negatywnego hałasu śmigłowca oddziałującego na ludzi i środowisko.



Rys.4. Wpływ pola bliskiego (obszaru znajdujący się 10° poniżej tarczywirnika) na poziom dźwięku

3. ŹRÓDŁA HAŁASU ŚMIGŁOWCA

3.1. Hałas wytwarzany przez silnik turbinowy

Śmigłowce są najczęściej napędzane silnikami turbinowymi, które charakteryzują się:

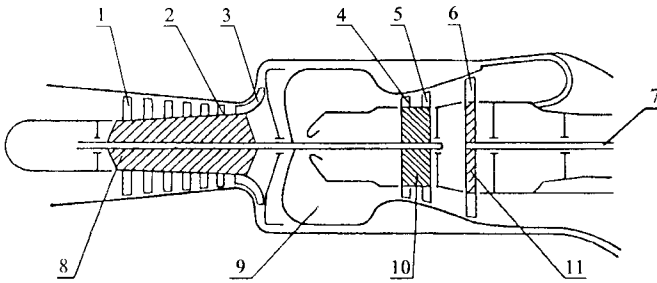
- dużą mocą przy małych wymiarach i masie,
- niskim zużyciem paliwa,
- dużą trwałością techniczną.

Jednym z podstawowych źródeł hałasu silnika turbinowego jest hałas powstały w wyniku spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w komorze spalania, co wiąże się z gwałtownym wzrostem ciśnienia i temperatury oraz wewnętrznym przepływem spalin. Hałas ten ma charakter niskoczęstotliwościowy i rozprzestrzenia się w tym samym kierunku, co hałas wylotu gazów odrzutowych.

Kolejnym źródłem hałasu w silniku turbinowym jest strumień gazów wypływających z dużą prędkością z dyszy silnika. Podczas wypływu strumienia gorących gazów tuż za dyszą występuje zmieszanie gazów z otaczającym powietrzem, co powoduje intensywną pulsację.

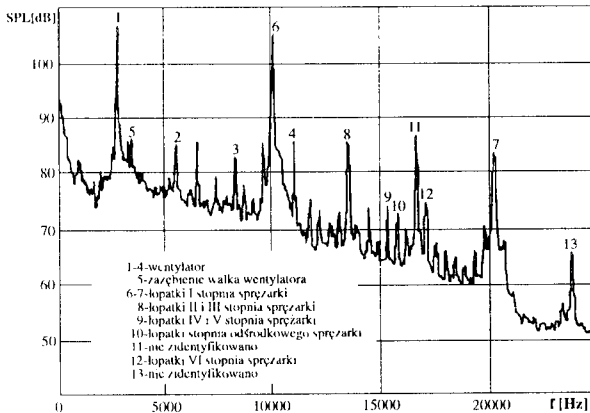
Główne elementy silnika turbinowego przedstawiono na rysunku 5.

Innym źródłem hałasu o dużej mocy jest sprężarka, a także wzajemne oddziaływanie wirnika sprężarki i jej kierownicy. Hałas sprężarki rozprzestrzenia się do przodu i do tyłu, przy czym do tyłu propagacja jest silniejsza. Hałas ten charakteryzuje duża częstość zmian ciśnienia (dźwięk podobny do świstu). Rozpatrując widmo hałasu, (rys.6) [4] należy zauważyć, iż przy wysokich częstotliwościach (od 2500-20000 Hz) poziom ciśnienia akustycznego osiąga wartości, które negatywnie wpływają na ludzki organizm.



Rys.5. Schemat kinematyczny silnika turbinowego:

1 – łopatki I stopnia sprężarki, 2 – łopatki VI stopnia sprężania, 3 – łopatki stopnia odśrodkowego, 4 – łopatki I stopnia turbiny sprężarki, 5 – łopatki II stopnia turbiny sprężarki, 6 – łopatki turbiny napędowej, 7 – wał wyjściowy silnika, 8 – sprężarka, 9 – komora spalania, 10 – turbina sprężarki, 11 – turbina napędowa



Rys.6. Wąskopasmowe widmo akustyczne sprężarki silnika turbinowego

Podczas pracy silnika turbinowego może wystąpić okresowo (szczególnie w stanach przejściowych) hałas spowodowany niestateczną pracą silnika, a wywołany m.in. spalaniem mieszanki w turbulentnym przepływie.

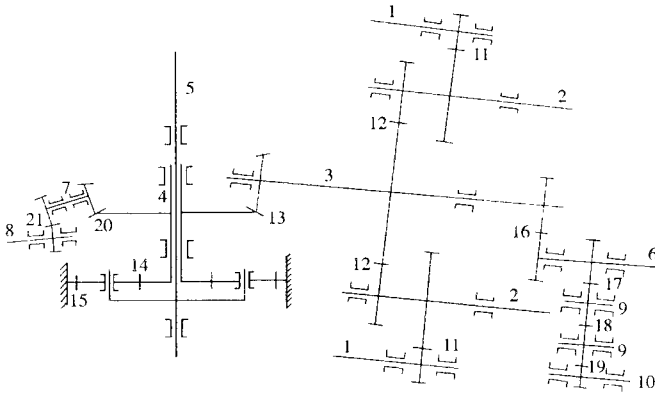
Natężenie hałasu tego rodzaju zazwyczaj jest mniejsze niż natężenie hałasu spowodowanego wypływaniem gazów z dyszy wylotowej silnika.

3.2. Hałas wytwarzany przez przekładnię główną

Zadaniem przekładni jest:

- zmiana liczby obrotów,
- przekazanie momentu obrotowego od silnika turbinowego do wirnika nośnego, śmigła ogonowego i wentylatora,
- przekazanie napędu do agregatów zabudowanych na przekładni.

Rysunek 7 przedstawia schemat kinematyczny przekładni głównej.



Rys.7. Schemat kinematyczny przekładni głównej:

1 – wał silnika, 2 – I wał pośredni, 3 – II wał pośredni, 4 – wał koła centralnego przekładni planetarnej, 5 – wał wirnika, 6 – wał transmisyjny śmigła ogonowego, 7 – wałek pośredni wentylatora, 8 – wałek wentylatora, 9 – wałki pośrednie prądnicy prądu zmiennego, 10 – wałek prądnicy prądu zmiennego, 11 – ząbienie I, 12 – ząbienie II, 13 – ząbienie III, 14 – ząbienie przekładni planetarnej – koło centralne – satelita, 15 – ząbienie przekładni planetarnej – satelita wieniec, 16 – ząbienie IV, 17 – ząbienie V, 18 – ząbienie VI, 19 – ząbienie VII, 20 – ząbienie VIII, 21 – ząbienie IX

UWAGA: Wałki i ząbienia nie przedstawione na rysunku pominięto celowo – przenoszą one małe moce.

Poziom hałasu pochodzący od przekładni głównej śmigłowca odgrywa znaczącą rolę w widmie akustycznym hałasu panującego w kabine pilota oraz w przedziale pasażerskim. W widmie hałasu przekładni głównej występują składowe dyskretne o częstotliwości proporcjonalnej do prędkości obrotowej i liczby zębów na danym kole oraz ich częstotliwości harmonicznych. Częstotliwość ząbienia można wyznaczyć z zależności:

$$f_z = \frac{n \cdot z}{60} k \quad [\text{Hz}] \quad (1)$$

gdzie:

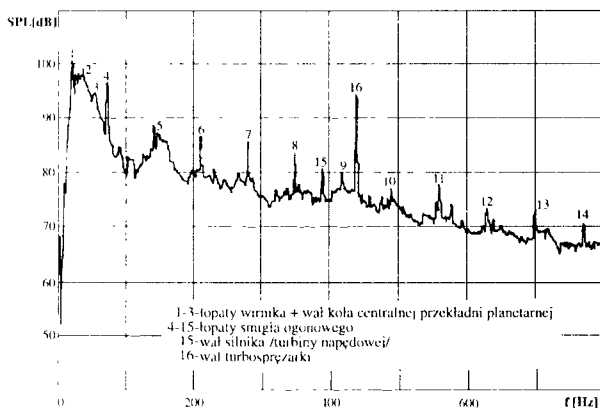
- n – liczba obrotów koła zębatego [obr./min.],
- z – liczba zębów koła,
- k – kolejna harmoniczna.

Natomiast częstotliwości drgań, powstałych w wyniku niewyważenia układu przekładni, głównej można określić z zależności:

$$f_n = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}] \quad (2)$$

Hałas tego typu powstaje w wyniku wystąpienia mikroudarów, poślizgów i tarcia w zazębiających się kołach zębatach oraz w wyniku zjawisk dynamicznych w węzłach łożyskowych.

Przykładowe wąskopasmowe widmo akustyczne dla punktu zewnętrznego śmigłowca odpowiadającego przekładni głównej przedstawiono na rysunku 8.



Rys.8. Widmo akustyczne dla punktu odpowiadającego przekładni głównej śmigłowca

Na poziom hałasu emitowanego przez przekładnię główną wpływają również takie czynniki, jak:

- niedokładności obróbki,
- kształt zębów,
- nieprawidłowości zazębienia, montażu,
- rodzaj materiału, z którego wykonano koła zębata,
- rodzaj smaru i smarowania oraz moc przenoszona przez przekładnię,
- odchylenie od prawidłowego kształtu bieżni, pierścieni i elementów tocznych.

Zauważyć należy, że wartości poziomu akustycznego wytwarzanego przez przekładnię są szczególnie wysokie w częstotliwościach słyszalnych przez człowieka, stanowiąc o jego zagrożeniu.

3.3. Hałas wytwarzany przez wirnik nośny

Hałas wirnika nośnego dzielony jest na szerokopasmowy (zwany wirowym) oraz dyskretny (w przypadku wirnika nośnego określony jako hałas obrotowy).

Hałas szerokopasmowy związany jest z przebiegiem zjawisk aerodynamicznych, zachodzących w lepkiem turbulentnym przepływie, a widmo tego typu nie posiada charakterystycznych częstotliwości ani wyraźnych ostrych pików.

3.3.1. Hałas turbulencji

Wirnik pracuje w obrębie własnego śladu aerodynamicznego. Powstałe zaburzenia powodują zmienne w czasie składowe wektora prędkości i fluktuację ciśnienia na krawędzi

natarcia, co powoduje zmianę obciążenia łopaty. Emitowany skutek tego hałas zależy od czwartej (dla niskich f) lub trzeciej (dla wysokich f) potęgi prędkości wg zależności:

$$N = \rho V^3 \cdot M^3 \cdot S \quad [W] \quad (3)$$

gdzie:

- N – moc akustyczna hałasu od turbulencji [W],
- M – liczba Macha,
- S – powierzchnia łopat [m²],
- V – prędkość obrotowa końców łopat wirnika nośnego [m/s],
- ρ – gęstość otaczającego powietrza [kg/m³].

3.3.2. Hałas niestabilności warstwy przyściennej

W warstwie przyściennej łopat stosunkowo szybko następuje przejście od przepływu laminarnego do turbulentnego, które generują hałas. Dodatkowo wzmocnienie hałasu następuje w wyniku niejednorodności fal w śladzie łopat wirnika nośnego, które wracając „pod prąd” z prędkością równą prędkości dźwięku zaburzają opływu w tej warstwie.

Hałas tego typu emitowany jest w zakresie stosunkowo wysokich częstotliwości ze względu na małe wymiary charakterystyczne zjawisk warstwy przyściennej.

3.3.3. Hałas krawędzi splywu

Zawirowania w turbulentnej warstwie przyściennej powiększają się w miarę zbliżania do kierunku splywu i po zejściu z profilu.

Wiry te są źródłem silnych gradientów ciśnienia i źródeł hałasu o dużym natężeniu. Widmo hałasu jest najczęściej szerokopasmowe, mogą pojawić się w nim tony dyskretne.

3.3.4. Hałas oderwania warstwy przyściennej

Jest to słabo rozpoznane źródło hałasu. Podobne jest ono do opisanych wyżej przypadków. Jednakże występuje tu większy wymiar zjawiska, co powoduje powstanie większego hałasu (nawet o 30 dB więcej niż przy braku oderwania warstwy przyściennej).

3.3.5. Hałas tworzenia wiru końcowego

Opływowi zakończenia łopat towarzyszy tworzenie się wiru końcowego. Powstaje on wskutek zakrzywienia się strug powietrza, które przepływają wokół końcówki z dolnej na górną powierzchnię. Tworzący się wir oddziałuje na krawędź splywu, w wyniku tego hałas jest o 5 do 10 dB wyższy niż hałas w innych częściach łopaty. Natężenie wiru i jego wielkość są silnie uzależnione od geometrii łopat. I tak np. końcówka łopaty ścięta, prostopadła do krawędzi natarcia, daje wir o małym promieniu, ale o dużym natężeniu.

Hałas dyskretny powstaje w wyniku cyklicznego zaburzenia ośrodka przez łopaty wirnika nośnego. Powoduje to generację dźwięku o ściśle określonej częstotliwości podstawowej, dominującej nad poziomami na sąsiednich częstotliwościach (tzw. peak). Podobne piki, z reguły niższe, występują w tych miejscach widma, które odpowiadają wielokrotnością częstotliwości podstawowej (harmoniczne drgania podstawowe).

W hałasie dyskretnym wyróżniamy:

- hałas pochodzący od ustalonych sił na łopacie

Wirnik nośny śmigłowca jest dalekim rozwinięciem śmigła lotniczego. Podobieństwo zachodzi w zakresie stałych sił na łopacie. Hałas tego rodzaju generowany jest wskutek przyspieszonego ruchu łopaty obciążonej siłami stałymi. Jest on typu dipolowego, a zależy od obciążenia łopat, ich liczby i prędkości obrotowej.

- Hałas obciążenia siłami zmiennymi

W locie wirnik nośny pracuje w warunkach ślizgu. Wynikająca asymetria daje wzrost obciążeń zmiennych, których częstotliwości sięgają wielu harmonicznych prędkości obrotowej. Łopaty poruszają się od i do obserwatora (efekt Dopplera) i mogą wytwarzać więcej niż jedną harmoniczną dźwięku.

Stąd poziom poszczególnych harmonicznych hałasu może być rozważony jako wynik złożenia udziałów od różnych harmonicznych obciążenia.

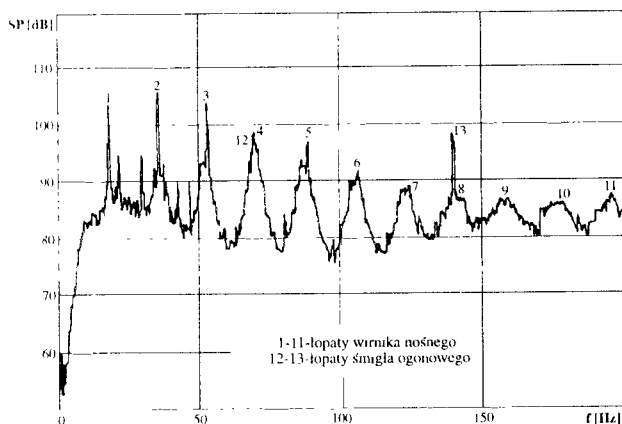
Stwierdzono empirycznie, że poziom dla parzystej harmonicznej zależy od kwadratu iloczynu ciągu i prędkości końcówki ($V^2 T^2$), a dla pierwszej ($V^0 T^2$).

- Hałas profilowy

Ten rodzaj hałasu typu monopolowego jest głównym składnikiem hałasu dyskretnego. Powstaje wskutek przesuwania mas powietrza przez każdy element łopaty. Parametrami, od których zależy hałas profilowy, jest cięciwa łopaty oraz jej grubość. Za natężenie hałasu „odpowiada” grubość, a cięciwa za ustawienie.

Gruba krawędź natarcia łopaty generuje hałas o wyższym pikie (na przebiegu w funkcji czasu) niż to skupienie grubości, które skoncentrowano blisko środka cięciwy.

Wąskopasmowe widmo akustyczne dla punktu zewnętrznego odpowiadającego końcówce wirnika nośnego przedstawiono na rysunku 9 [4].



Rys.9. Widmo akustyczne dla punktu odpowiadającego końcówce wirnika nośnego śmigłowca

3.4. Hałas wytwarzany przez śmigło ogonowe

Największy składnik hałasu śmigła ogonowego to wynik jego interakcji ze statecznikiem pionowym (belką końcową) oraz ze śladem aerodynamicznym wirnika nośnego. Częstotliwości generowanych harmonicznych to kombinacje częstotliwości przechodzenia łopat wirnika nośnego (f_w) i śmigła ogonowego (f_s):

$$f_{w+s} = n \cdot f_w \pm m \cdot f_s \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

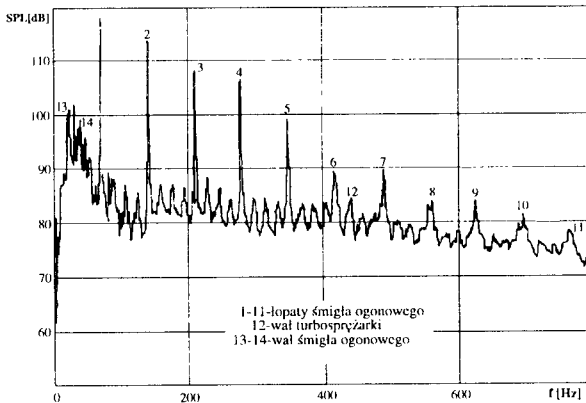
gdzie:

$$n, m = 1, 2, 3 \dots$$

Wynika to z tego, że każdy wir jest przecinany kilkakrotnie przez kolejne łopaty śmigła ogonowego w różnym swym położeniu względem tarczy śmigła.

W zawisie praca śmigła ogonowego śmigłowca podobna jest do śmigła samolotowego, lecz w locie, podobnie jak wirnik nośny, pracuje w warunkach ślizgu, jednakże ze względu na wyższe obroty emituje hałas o wyższej częstotliwości.

Rysunek 10 [4] przedstawia wąskopasmowe widmo akustyczne śmigła ogonowego, z którego wynika jednoznacznie, iż wartości poziomu ciśnienia są szkodliwe dla słuchu człowieka.



Rys.10. Wąskopasmowe widmo akustyczne dla punktu odpowiadającego końcówce łopaty śmigła ogonowego

3.5. Hałas emitowany przez urządzenia i agregaty pomocnicze

Hałas emitowany przez obracające się elementy maszyn elektrycznych (wirnik prądnic, wentylatory itp.) niezbędne do prawidłowego funkcjonowania śmigłowca, pochodzi z różnych źródeł.

Pierwsze źródła hałasu są typu magnetycznego. Przede wszystkim są to elektromagnetyczne siły występujące w szczelinie powietrznej agregatu. Siły te wywołane są pulsacją strumienia magnetycznego.

Następnymi źródłami hałasu w urządzeniach elektrycznych śmigłowca są źródła aerodynamiczne. Hałas aerodynamiczny związany jest głównie z przepływem powietrza wewnątrz maszyny. Poziom tego hałasu zależy od konstrukcji wentylatorów i kanałów wentylacyjnych urządzeń, a przede wszystkim od prędkości przepływu powietrza. Hałas aerodynamiczny wynika z zawirowań i pulsacji strumienia powietrza. Jest on również związany z okresowymi zmianami wartości oporów miejscowych powstających podczas obrotu wirnika.

Kolejnymi źródłami hałasu są źródła mechaniczne. Przyczyną hałasów pochodzenia mechanicznego są niewyważone masy wirujące (odśrodkowe siły bezwładności), drgania łożysk szczotek, uderzenia szczotek o komutator itp.

Przeprowadzone badania akustyczne wykazały, iż poziom hałasu emitowanego przez urządzenia i agregaty pomocnicze śmigłowca jest dużo niższy od poziomu hałasu wywołanego przez pracę turbinowego silnika śmigłowcowego czy przekładni głównej.

4. HAŁAS ZEWNĘTRZNY ŚMIGŁOWCA

Poziom hałasu emitowanego przez wirnik nośny, jak i przez śmigło ogonowe zależy od liczby łopatek oraz prędkości obrotowej końców łopatek. Decydującym źródłem hałasu są stale działające na łopaty siły ciągu.

W przypadku równomiernych obrotów wirnika nośnego i śmigła ogonowego pod wpływem działania tych sił, następują periodyczne zaburzenia ośrodka, powodując powstanie hałasu, którego widmo ma strukturę harmoniczną o dyskretnych częstotliwościach, będących krotnościami częstotliwości przejść łopatek. Dyskretne częstotliwości widma periodycznego można obliczyć z wyrażenia:

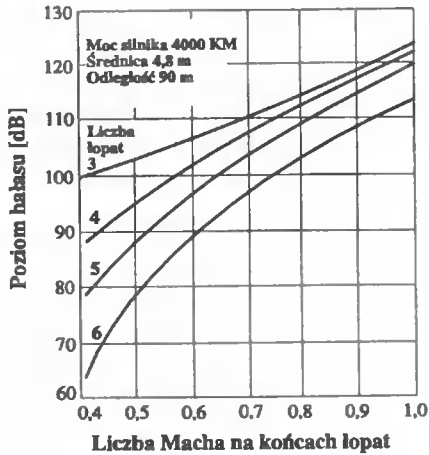
$$f_k = k \cdot b \cdot n_s \text{ [Hz]} \quad (5)$$

gdzie:

- f_k – częstotliwość k – tej harmoniczej,
- b – liczba łopatek wirnika nośnego lub śmigła ogonowego,
- n_s – liczba obrotów w czasie sekundy,
- k – rząd harmoniczej.

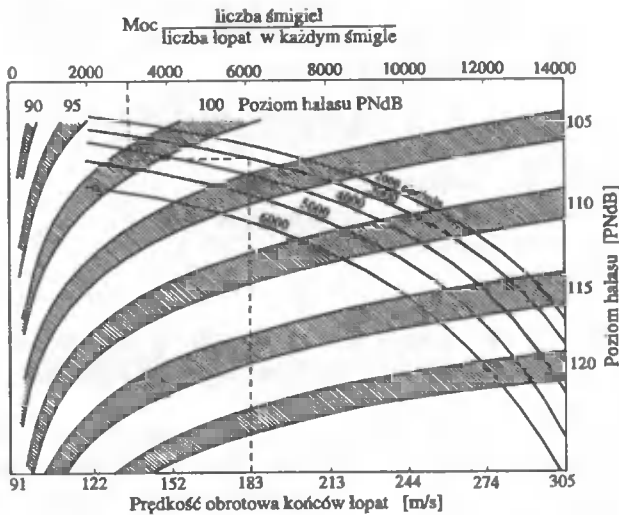
Zwiększanie liczby łopatek wirnika nośnego i śmigła ogonowego przy stałej wartości ciągu powoduje zmniejszenie ogólnego poziomu hałasu, związanego z działaniem sił aerodynamicznych.

Zmniejszenie poziomu hałasu jest spowodowane wzajemnym tłumieniem niektórych harmonicznym w widmie, przy czym wielkość zmniejszonego poziomu hałasu zależy od natężenia dźwięku wytłumionych harmonicznym. Podczas zwiększeń prędkości obrotowej końców łopatek i równoczesnego zmniejszania liczby łopatek wirnika nośnego oraz śmigła ogonowego (przy niezmiennym działaniu sił aerodynamicznych), hałas emitowany przez obrót wirnika i śmigła zwiększa się (rys.11) [4].



Rys.11. Wpływ liczby łopat i prędkości obrotowej końców łopat śmigła ogonowego na poziom hałasu

Przybliżony poziom dźwięku emitowanego przez łopaty wirnika nośnego i śmigła ogonowego można określić na podstawie nomogramu (rys.12) [1], na którym podano przykład określenia poziomu hałasu dla następujących danych: prędkości śmigła 183 m/s, liczby obrotów 3000 obr/min, mocy 3000 KM.



Rys.12. Nomogram umożliwiający określenie przybliżonego poziomu hałasu łopat wirnika nośnego i śmigła ogonowego

Należy zauważyć, że w przypadku wirnika nośnego występuje dodatkowe zjawisko tzw. stukania lub strzelania łopat, powstające na skutek przechodzenia łopat wirnika nad śladem wytworzonych wirów przez łopatę poprzedzającą. Zjawisko to ma wpływ na

poziom dźwięku hałasu zewnętrznego o charakterze impulsowym. Towarzyszy ono wykonywaniu nagłych wiraży na zadanej prędkości lotu, gwałtownemu zniżaniu z pracującymi silnikami oraz występuje w czasie lotu poziomego z dużą prędkością.

Poziom dźwięku wywołanego stukaniem na dużych prędkościach ruchu postępowego jest proporcjonalny do kwadratu prędkości obrotowej końców łopat wirnika nośnego i liczby łopat. Na podstawie powyższej zależności wprowadzono specjalny wskaźnik impulsu łopat BSF (Blade Slap Factor), zależny od mocy impulsu, określony wyrażeniem:

$$BSF \approx \frac{(V_T \cdot T)_2}{b \cdot R} \quad [W] \quad (6)$$

gdzie:

V_T – prędkość obrotowa końców łopat wirnika nośnego [m/s],

T – ciężar łopaty nośnej [N],

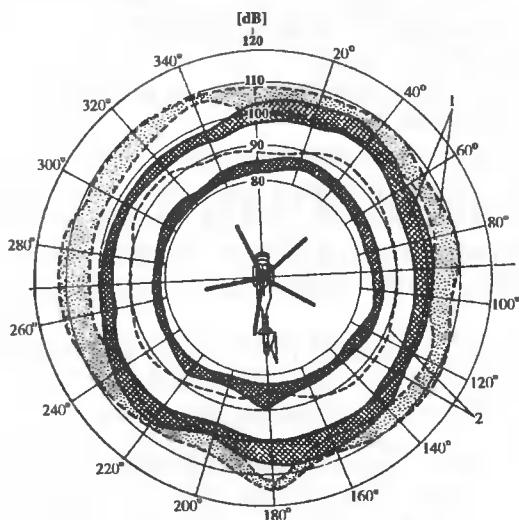
R – promień wirnika [m],

b – liczba łopat wirnika.

5. ROZKŁAD HAŁASU ZEWNĘTRZNEGO EMITOWANEGO PRZEZ ŚMIGŁOWIEC

Jak już wcześniej wspomniano, na poziom ogólny hałasu emitowanego przez śmigłowiec znajdujący się w ruchu (czyli w czasie startu lub lądowania) ma istotny wpływ hałas emitowany przez wirnik nośny, śmigło ogonowe, konstrukcję urządzeń transmisyjnego napędu oraz drgania mechaniczne konstrukcji.

Rysunek 13 przedstawia kierunkowy rozkład hałasu wokół śmigłowca.



Rys.13. Wykres kierunkowego rozkładu hałasu wokół śmigłowca Mi-4 i Mi-8

Z porównania wykresów kierunkowego rozkładu hałasu zewnętrznego (rys.13) [4], emitowanego wokół śmigłowców Mi-8 (linia ciągła) i Mi-4 (linia przerywana) w czasie zawisu, przy wykorzystaniu IGE (efekt wpływu ziemi), z maksymalną masą startową wynika, że na maksymalny poziom hałasu zewnętrznego wpływa konstrukcja danego śmigłowca, jak i odległości w czasie zawisu od powierzchni ziemi. Należy zauważyć, iż śmigłowiec Mi-4 przy zawisie w odległości 60 m od powierzchni ziemi (wykres 1) osiąga maksymalny poziom hałasu 107 dB, a minimalny 97 dB.

Natomiast przy zawisie na wysokości 200 m (wykres 2) maksymalny poziom hałasu wynosi 90 dB, minimalny 83 dB.

Przedstawione poziomy hałasu zewnętrznego dla śmigłowca Mi-8 są o 5÷8 dB niższe od poziomów występujących w tych samych warunkach dla Mi-4.

6. ZAKOŃCZENIE

Przedstawiona w pracy analiza hałasu, jego źródeł, sposobów generacji i propagacji, pozwala na całościową ocenę wibroaktywności śmigłowca. Ze względu na wymagania dotyczące ograniczania poziomu hałaśliwości wytworów, przedstawione w pracy dane umożliwiają ingerencję bierną i czynną w główne źródła hałasu, dla ich minimalizacji. Jest to szczególnie istotne ze względu na bezpieczeństwo pracy obsługi, przewożonych pasażerów i ochrony środowiska, co usankcjonowano odpowiednimi normami.

Skuteczne obniżenie poziomu hałasu śmigłowca może nastąpić na etapie projektowania, przy uwzględnieniu metod i sposobów, które obejmują następujące zagadnienia:

- ograniczenie lub minimalizacja emisji hałasu przez źródło,
- ograniczenie transmisji, tj. ograniczenie energii wibroakustycznej na drogach przenoszenia,
- ograniczenia emisji na określone obszary środowiska oraz na człowieka przez zastosowanie odpowiednich rozwiązań technicznych, a także przez zastosowanie osobistych ochraniaczy słuchu,
- czynna redukcja hałasu, polegająca na tym, że hałas kompensuje się hałasem z dodatkowych źródeł.

Omówione w pracy główne źródła hałasu ukazują nam, iż:

- oddziałują ujemnie na zdrowie i działalność człowieka w paśmie jego słyszalności (zmiany patologiczne i fizjologiczne narządu słuchu),
- wpływ na środowisko, w tym także na człowieka, zależy od czasu ekspozycji działaniu hałasu, jego charakterystyki w funkcji częstotliwości.

LITERATURA

- [1] Rajper T.: Hałas lotniczy i sposoby jego zwalczania. WKiŁ, Warszawa 1980.
- [2] Matwiejew I.G. Mielnikow B.N.: Charakteristiki szuma. Sozdawajemo pasazirskimi wiertoliotami Mi-4 i Mi-8. Akusticzijskij żurnal. Moskwa Izdatielstwo Nauk 1968, nr 2, s. 246 –249.

- [3] Broderson A. B., Edwards R.G.: Environmental noise impact of Army helicopters. *Jurnal Environ. Sci.* 1976, nr 3, s. 9–18.
- [4] Guston B. Spick M.: *Współczesne Śmigłowce Bojowe. Ilustrowana Encyklopedia.* Espadon Books Ltd. Warszawa 1992.
- [5] Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiem i hałasem.* Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [6] Boliński B. Stelmaszczyk Z.: *Napędy lotnicze. Eksploatacja silników turbinowych.* WKiŁ, Warszawa 1981.
- [7] Janusiak K. Kamiński J, Rutkowski K. Szczeciński S.: *Hałaśliwość samolotów i śmigłowców.* *Wojskowy Przegląd Techniczny* nr 11, Warszawa 1983.
- [8] Janusiak K.: *Rozprawa doktorska. Wpływ zakresów pracy silników lotniczych na intensywność emitowanego hałasu w otoczeniu samolotów i śmigłowców.* WAT, Warszawa 1991.
- [9] Engel Z., Batko W., Gołaś A., Michalczyk J., Olszewski R., Wszolek T., Wszolek W.: *Badania wibroakustyczne śmigłowców mający na celu obniżenie poziomu hałasu w kabinach śmigłowców oraz hałasu emitowanego do środowiska.* Katedra Mechaniki i Wibroakustyki AGH. Kraków 1994.
- [10] Goldstein M.E.: *Aerocoustics.* Mc Graw – Hill Book Comp. N.York 1976.
- [11] Lewerton J. W.: *Reduction of Helicopter Noise by Use of a Quiet Tail – Rotors Vertica.* vol. 6, nr 1, 1982 . s. 37 – 47.
- [12] Williams R. M., Cheeseman J. C.: *Potential Acoustic Benefits of Circulation Control Rotors.* NASA CP 2052 Part I. *Helicopter Acoustics*, s. 149 – 179.
- [13] Rudiuk A.: *Zastosowanie metody identyfikacji poszczególnych źródeł i określenie ich udziału w ogólnym widmie hałasu. Etap III, Sprawozdanie II nr GE – 075,* Warszawa 1984.
- [14] Rudiuk A.: *Pomiary hałasu zewnętrznego i wewnętrznego wytwarzanego przez śmigłowiec PZL – Sokół. Sprawozdanie nr GE – 095,* Warszawa 1985.
- [15] Żółtowski B.: *Podstawy diagnostyki maszyn.* Wyd. ATR, Bydgoszcz 1996.

SOURCES NOISE GENERATED BY HELICOPTER

Summary

The whole effort of air constructors and air exploitation services aims at diminishing air noise problems for inhabitants of sites near aerodromes, in last years.

This work deals an analysis of noise generated by helicopter, in respect to the main sources and its emission directions. This paper is a review.

Key words: vibrations, noise, environment, threats

IDENTYFIKACJA I PREDYKCJA STANU TECHNICZNEGO FILTRÓW POWIETRZA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Tadeusz Dziubak¹ Henryk Tylicki²

¹Wojskowa Akademia Techniczna,
00-908 Warszawa, ul. Kaliskiego 2

²Katedra Maszyn Roboczych i Pojazdów ATR,
85-796 Bydgoszcz, ul. Prof. S. Kaliskiego 7

Przedstawiono warunki pracy filtrów powietrza wraz z charakterystyką systemów filtracji powietrza pojazdów mechanicznych. Uzasadniono wybór charakterystyki oporów przepływu $\Delta p = f(\tau)$ jako parametru diagnostycznego filtru powietrza. Na podstawie wyników badań filtrów eksploatowanych w warunkach małych i dużych stężeń zanieczyszczeń powietrza zaproponowano metodę oceny stanu technicznego filtrów powietrza pojazdów mechanicznych.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, programowane stany filtracji

1. WSTĘP

Zapewnienie odpowiedniej czystości powietrza na wlocie do silników trakcyjnych było i pozostaje nadal ważnym problemem eksploatacyjnym. Zadanie to spełnia filtr powietrza o wysokiej skuteczności oczyszczania. Najliczniejszą grupą filtrów powietrza pojazdów mechanicznych są filtry przegrodowe z wkładami suchymi (papierowymi, włókninowymi, siatkowymi i z porowatych tworzyw sztucznych). Filtry przegrodowe stosowane są jako jednostopniowe (w pojazdach osobowych) przy małym stężeniu zanieczyszczenia powietrza lub jako ostatni stopień filtrów wielostopniowych, w które wyposażone są silniki samochodów ciężarowych, pojazdów specjalnych i maszyn roboczych eksploatowanych w warunkach dużych stężeń zanieczyszczeń powietrza (powyżej $1\text{g}/\text{m}^3$). Cechą charakterystyczną filtrów przegrodowych jest to, że w czasie eksploatacji silnika wskutek zatrzymywania i osadzania się cząstek pyłu na wkładzie filtracyjnym, następuje przyrost wartości oporu przepływu filtru Δp_f . W obowiązującym obecnie planowo-zapobiegawczym systemie obsługiwań technicznych czynność tę wykonuje się zwykle w zależności od przebiegu pojazdu, a nie od stanu technicznego filtru. Dla filtrów powietrza pojazdów, które pracują w warunkach małego i małowymiennego stężenia zanieczyszczenia powietrza, jest to postępowanie właściwe. Filtry tych pojazdów charakteryzują się bowiem małymi przyrostami oporów przepływu, a więc wkłady filtracyjne wymienia się rzadko (co 20–30 tys. km przebiegu pojazdu).

W samochodach ciężarowych i pojazdach specjalnych znajdują się silniki o dużej mocy i o dużym objętościowym zapotrzebowaniu powietrza ($1000 \div 3000 \text{ m}^3/\text{h}$), ich filtry powietrza posiadają duże rozmiary, zaś obsługiwane jest pracochłonne i kosztowne.

Pojazdy te eksploatowane są najczęściej w warunkach dużych i zmiennych stężeń zanieczyszczeń powietrza, a tym samym przyrost oporów przepływu przebiega z różną intensywnością. W związku z tym obsługiwane filtry (wykonane po określonym normą przebiegu pojazdu) może być przedwcześnie lub zbyt późne, co zwiększa koszty eksploatacji. W tym wypadku zwiększający się, wskutek ciągłego obładowywania pyłem wkładu filtracyjnego, opór filtru zmniejsza masowe natężenie przepływu powietrza doprowadzonego do wnętrza cylindrów silnika, powodując spadek współczynnika napełnienia, a tym samym zmniejszenie mocy silnika i wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Wadę tę coraz częściej eliminuje zastosowanie sygnalizatora dopuszczalnego oporu Δp_{dop} przepływu powietrza przez filtr. Problemem jest określenie wartości Δp_{dop} , która jest ustalana indywidualnie dla każdego typu filtru i silnika. Ustalenie wartości oporu dopuszczalnego na drodze teoretycznej, mimo obszernie rozbudowanej teorii procesu filtracji aerozolu w przegrodzie porowatej, w fazie projektowania filtru jest w zasadzie niemożliwe. Wiarygodne zmiany oporu przepływu Δp_f i innych parametrów pracy filtru powietrza, a także wartość dopuszczalną Δp_{dop} , można określić doświadczalnie na specjalnych stanowiskach według znormalizowanych testów badawczych.

Uważa się, że znajomość wartości dopuszczalnej oporu Δp_{dop} dla danego filtru i współpracującego z nim silnika pozwoli na identyfikację i predykcję stanu technicznego filtru, polegającą na sygnalizacji oporu dopuszczalnego, i wyznaczenie terminu jego obsługiwania.

1. WARUNKI PRACY FILTRÓW POWIETRZA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Większość pojazdów mechanicznych eksploatuje się przeważnie po bezdrożach oraz w terenie piaszczystym, gdzie stężenie zanieczyszczenia powietrza jest duże. W czasie eksploatacji elementy układu zasilania powietrzem podlegają też drganiom mechanicznym pochodzącym z podłoża, pulsacjom ciśnienia i wahaniom temperatury oraz procesom starzeniowym, co powoduje:

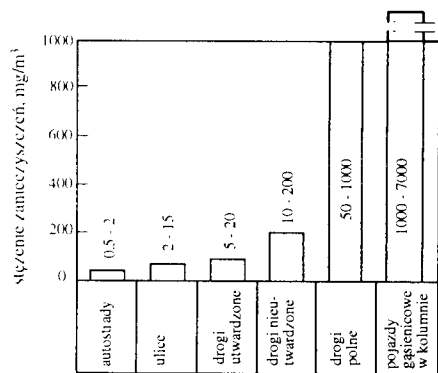
- pękanie uszczelnień gumowych oraz przewodów łączących,
- osłabienie mocowania połączeń elementów układu,
- pękanie papieru filtracyjnego.

W wyniku tego powstają nieszczelności w układzie, przez które przedostaje się zanieczyszczone powietrze powodując przyspieszone zużycie elementów silnika.

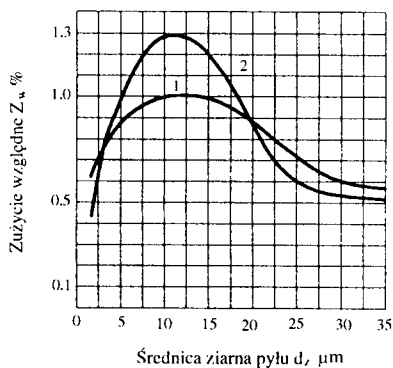
Najczęstszym zanieczyszczeniem powietrza zasysanego przez silniki jest pył, który unoszony jest z dróg przez jadące pojazdy. W odróżnieniu od innych pyłów nazywany jest on pyłem drogowym. Podstawowymi składnikami pyłu drogowego są: krzemionka SiO_2 i tlenek aluminium (korund) Al_2O_3 , których udział w pyłe dochodzi do 95% oraz Fe_2O_3 , MgO , CaO . Ponadto w pyłe znajdują się tlenki K_2O , Na_2O , SO_3 , CO_2 . Skład chemiczny pyłu uzależniony jest ściśle od składu i struktury podłoża i ulega zmianie wraz z tą strukturą. W pyłe o podłożu lessowym zawartość krzemionki SiO_2 wynosi około w 60%, a o podłożu piaszczystym ponad 95%. Zróżnicowane są także procentowe

zawartości innych składników. Na przykład zawartość Al_2O_3 w pyłe o podłożu piaszczystym wynosi około 2%, a w pyłe o podłożu lessowym zwiększa się do około 12%. Na skład chemiczny pyłu wywierają ponadto wpływ czynniki klimatyczne (silne wiatry, deszcze, śnieg, mróz, susze itd.) i wywołane działaniem człowieka opady pyłów przemysłowych oraz zmiany struktury roślinności. Pył drogowy nie jest jednorodny pod względem wymiarowym. Tak jak większość pyłów występujących w przyrodzie jest pyłem polidispersyjnym. Względny udział poszczególnych grup wymiarowych w ogólnej masie pyłu określa jego skład dyspersyjny (granulometryczny), który zależy od składu i struktury podłoża. Skład dyspersyjny zależy także od miejsca i wysokości nad podłożem. W powietrzu zasysanym do silników spalinowych znajdują się ziarna pyłu o wymiarach do 300 μm . Ziarna pyłu o średnicy $d_z < 2 \mu m$ unoszą się w powietrzu bardzo długo (ich udział masowy w ogólnej ilości pyłu jest najczęściej niewielki). Ziarna pyłu o $d_z = 2 \div 10 \mu m$ utrzymują się długo w powietrzu, a tym samym zasysane są przez silniki. Ziarna pyłu o $d_z = 10 \div 50$ stanowią znaczny udział w ogólnej masie powietrza zasysanego przez silnik, jeśli pojazd pracuje w warunkach dużego (powyżej $1g/m^3$) stężenia pyłu w powietrzu, na placach budów, kopalniach, kamieniołomach, poligonach, ale szybko opadają. Mogą być zasysane do silnika, którego czerpnia powietrza znajduje się na wysokości 1÷2 m od podłoża, podczas jazdy w kolumnie lub podczas silnego wiatru i suszy [1].

Cechą charakterystyczną zanieczyszczonego powietrza jest stężenie, pyłu w nim. Miarą stężenia jest masa pyłu (w gramach) zawarta w jednym m^3 powietrza atmosferycznego. Stężenie pyłu w powietrzu wokół poruszającego się pojazdu jest wielkością zmienną i zależy od wielu czynników: podłoża, ruchu pojazdów, warunków poruszania się pojazdu, warunków meteorologicznych, własności aerodynamicznych pojazdu, rodzaju układu jezdnego, rodzaju otaczających gleb, wysokości nad powierzchnią ziemi. Na rysunku 1 podano przeciętne wartości stężeń pyłu w powietrzu dla dróg o różnej nawierzchni.



Rys.1. Przeciętne wartości stężeń pyłu w powietrzu dla dróg o różnej nawierzchni



Rys.2. Wpływ wymiarów ziaren pyłu na zużycie: 1 – górnej części tulei cylindrowej, 2 – górnego pierścienia tłokowego

Wartości niższe tyczą ruchu pojazdów pojedynczych, wyższe zaś ruchu kolumn. Podczas ruchu pojazdów gaśnicowych w kolumnie na poligonowych placach ćwiczeń, które zwykle rozlokowane są na terenach piaszczystych, stężenie pyłu może osiągać

wartości do 7 g/m^3 [3,7,8]. Jest ono więc ponad 1000 razy większe niż podczas ruchu pojazdów na ulicach. Największe jednak stężenie pyłu w powietrzu występuje podczas burz piaskowych na pustyni (do 10 g/m^3) [6].

Pył zasysany wraz z powietrzem dostaje się ponad tłok, co powoduje, że najczęściej zużywają się: górna część cylindra i tłok oraz górne pierścienie tłokowe. Część zanieczyszczeń powietrza, które dostaje się do silnika przez układ zasilania powietrzem, jest spalana, część jest usuwana wraz ze spalaniem. Ziarna pozostałej części pyłu, które osiadają na ścianach cylindra, tworzą wraz z paliwem i olejem rodzaj pasty ścierniej, która rozprawdzana jest przez instalację olejową do tych elementów silnika, które smarowane są olejem (łożyska wału korbowego i korbowodów, prowadnice zaworów, dolną część cylindra, płaszcz tłoka) powodując ich zwiększone zużycie.

Na rysunku 2 przedstawiono wpływ wymiarów ziaren pyłu na zużycie elementów skojarzenia tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa [12]. Z przedstawionego wykresu wynika, że ziarna o wymiarach $5 \div 35 \mu\text{m}$ są najbardziej szkodliwe dla elementów silnika. Zużycie powierzchni elementów silnika intensyfikuje twardość ziaren pyłu. O twardości pyłu decyduje jego skład chemiczny. Twarde ziarna pyłu tworzą: krzemionka SiO_2 oraz korund Al_2O_3 , których udział w pyłe dochodzi do 95%. Według twardości ocenianej na podstawie dziesięciostopniowej skali Mohsa krzemionka ma twardość 7 a korund 9. Twardość tych składników pyłu przewyższa twardość większości materiałów konstrukcyjnych stosowanych w budowie silników.

Jedynym zabezpieczeniem elementów silnika przed nadmiernym zużyciem spowodowanym dostającymi się wraz z powietrzem zanieczyszczeniami jest stosowanie wysokosprawnych filtrów powietrza.

3. CHARAKTERYSTYKA SYSTEMÓW FILTRACJI POWIETRZA W SILNIKACH POJAZDÓW MECHANICZNYCH

Do oczyszczania powietrza, zasysanego przez silniki pojazdów eksploatowanych w warunkach dużego (ponad 1 g/m^3) stężenia zanieczyszczenia powietrza, stosuje się filtry wielostopniowe, którym pierwszym stopniem filtracji jest z reguły filtr bezwładnościowy (bateria minicyklonów-multicyklon), który charakteryzuje się:

- zdolnością odseparowania znacznej masy pyłu z dużych objętości przepływającego powietrza przy małych oporach przepływu,
- bezobsługowością ze względu na zastosowanie efektywnego usuwania pyłu,
- skutecznością oczyszczania dochodzącą do 98%.

Jako drugi stopień filtracji w filtrach wielostopniowych stosuje się przegrodę porowatą w postaci wkładu papierowego, złoża siatkowego z drutu metalowego lub z tworzywa sztucznego. Najczęściej są stosowane następujące systemy (stopnie) filtracji [1]:

- bateria minicyklonów (multicyklon) – wkład papierowy,
- bateria minicyklonów (multicyklon) – nawilżone złożo siatkowe,
- monocyklon-wkład papierowy.

Pierwszy system filtracji zastosowano między innymi w układach zasilania powietrzem silników: kombajnu BIZON oraz autobusu AUTOSAN (filtr GF 7.60.00), samochodów VOLVO i SCANIA. Wielostopniowy filtr powietrza o konstrukcji multicyklon – wkład papierowy cechuje się dużą skutecznością filtracji pyłu mineralnego (do

99.9%), ale jego wadami są duża masa i wymiary zewnętrzne oraz duży opór przepływu. Trwałość ich jest determinowana przyrostem oporów przepływu wkładu papierowego.

Drugi system filtracji znalazł zastosowanie w układach zasilania powietrzem silników: samochodu ciężarowo-terenowego STAR 266 i zgarniarki samojezdnej D-357. Wielostopniowy filtr powietrza o konstrukcji multicyklon – nawilżone złożo siatkowe cechuje się skutecznością filtracji pyłu mineralnego (do 98%), ale jego wadami są duża masa i wymiary zewnętrzne oraz duży opór przepływu. Trwałość ich jest determinowana przyrostem oporów przepływu złoża siatkowego.

Układy zasilania powietrzem podlegają okresowemu obsłudze, które polega głównie na regeneracji lub wymianie wkładu filtracyjnego filtra powietrza oraz na kontroli szczelności połączeń. Zakres i częstotliwość obsługi zależy od budowy układu zasilania powietrzem i rodzaju filtra. Obsługiwanie przeprowadza się w systemie planowo-zapobiegawczym (po określonym normą przebiegu pojazdu) lub w chwili osiągnięcia przez filtr wartości dopuszczalnego oporu przepływu Δp_{dop} . Polega ono na:

- usuwaniu zanieczyszczeń z osadnika, jeżeli brak jest efektywnego odsysania oraz czyszczenie na sucho wewnętrznych powierzchni rurek wylotowych minicyklonów,
- kontroli poprawności działania układu odcinającego efektywne odsysanie pyłu,
- myciu kaset w oleju napędowym, ich suszeniu, nasycaniu podgrzanym olejem silnikowym lub napędowym, wymianie uszczelek między kasetami i w pokrywie filtra,
- wymianie uszczelek między kasetami i w pokrywie filtra.

Obsługiwanie filtrów powietrza o dużych gabarytach i masie jest pracochłonne i kosztowne, powinno być więc wykonywane wtedy gdy wymaga tego jego stan techniczny. Z tego względu układ zasilania powietrzem wielu silników, (np. samochodu ciężarowego Scania i Volvo) wyposaża się w czujnik dopuszczalnego oporu przepływu filtra powietrza.

3. CHARAKTERYSTYKI FILTRÓW POWIETRZA

Właściwości filtracyjne filtrów powietrza określane są trzema podstawowymi charakterystykami: skutecznością oczyszczania φ , oporem przepływu Δp_f , chłonnością Δm . Charakterystyki filtrów powietrza są funkcjami kilkunastu parametrów, z których najważniejsze to: stężenie zanieczyszczenia powietrza s , prędkość przepływu powietrza v , strumień powietrza przepływającego przez filtr Q , czas pracy filtra τ , masa pyłu zatrzymanego na filtrze m_f , średnica ziarna pyłu d_z .

Znajomość tych charakterystyk pozwala na dokonanie pełnej oceny stanu filtra, jednak wyznaczenie ich jest możliwe tylko w warunkach laboratoryjnych na specjalnych stanowiskach badawczych. Jest to przedsięwzięcie długotrwałe, kosztowne i trudne w realizacji. Dlatego najczęściej charakterystyki filtrów wykonuje się (w zależności od potrzeb) w funkcji jednego parametru w postaci:

a) dla filtrów przegrodowych

$$\varphi = f(Q) \quad \text{lub} \quad \varphi = f(v)$$

$$\Delta p = f(Q)$$

$$\varphi = f(\tau) \quad \text{lub} \quad \varphi = f(m_f)$$

$$\Delta p = f(\tau) \quad \text{lub} \quad \Delta p = f(m_f)$$

b) dla filtrów cyklonowych

$$\varphi = f(Q) \text{ lub } \varphi = f(v) \quad \Delta p = f(Q) \text{ lub } \Delta p = f(v)$$

Skuteczność oczyszczania jest podstawową charakterystyką filtracyjną, która określa zdolność filtru do jakościowego i ilościowego zatrzymania zanieczyszczeń ze strumienia powietrza. Skuteczność oczyszczania φ jest to stosunek masy m_F pyłu testowego zatrzymywanego przez filtr do masy m_D pyłu testowego doprowadzanego do filtru w strumieniu powietrza w jednostce czasu

$$\varphi = \frac{m_F}{m_D} \cdot 100\% \quad (1)$$

Dla filtrów przegrodowych charakterystykę skuteczności filtracji φ określa się najczęściej w funkcji czasu pracy filtru – τ lub masy pyłu zatrzymanego na filtrze – m_F . Dla filtrów cyklonowych charakterystykę skuteczności filtracji określa się w funkcji prędkości przepływu powietrza v lub strumienia powietrza Q .

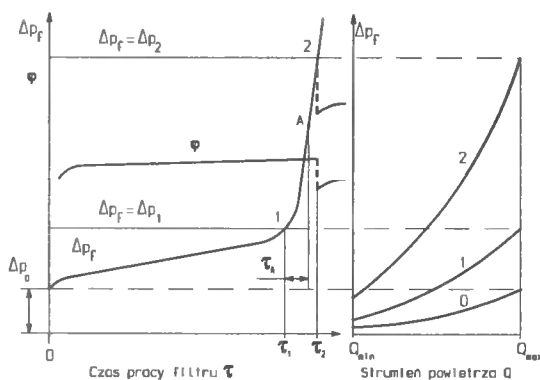
Miarą oporu przepływu Δp_f filtru powietrza jest różnica ciśnienia statycznego p_2 przed i ciśnienia p_1 za filtrem przy ustalonej wartości Q .

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (2)$$

Opór przepływu przedstawiony w funkcji objętościowego natężenia przepływu Q nosi nazwę charakterystyki aerodynamicznej $\Delta p = f(Q)$.

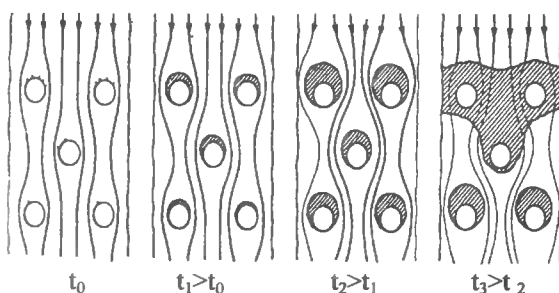
Charakterystyki filtrów są ze sobą wzajemnie powiązane, dlatego należy je rozpatrywać razem, a w szczególności charakterystykę skuteczności φ i oporów przepływu Δp_f , które istotnie zmieniają się w czasie eksploatacji. Na rysunku 3 przedstawiono przykładową charakterystykę: skuteczności oczyszczania $\varphi = f(\tau)$ i oporów przepływu $\Delta p_f = f(\tau)$ dla filtru przegrodowego. Charakter i wartość tych zmian jest dla każdego typu filtru inna i zależy od rodzaju warstwy filtracyjnej, stężenia zanieczyszczenia powietrza, rozmiaru ziaren pyłu, prędkości przepływu powietrza przez filtr. Można tu wyróżnić dwa charakterystyczne okresy pracy filtru. W pierwszym okresie ($0 - \tau_1$), wraz ze wzrostem masy zatrzymanego na warstwie filtracyjnej pyłu, następuje powolny wzrost zarówno oporu Δp_f , jak i skuteczności oczyszczania φ .

Intensywność wzrostu obu parametrów pracy filtru powietrza zależna jest od warunków jego eksploatacji: stężenia zanieczyszczenia powietrza, rozmiaru ziaren pyłu, wielkości strumienia powietrza przepływającego przez filtr. W końcowej fazie pierwszego okresu pracy filtru opór przepływu Δp_f osiąga zwykle wartości dwukrotnie większe niż wartość oporu początkowego Δp_0 danego filtru. Następuje prawie całkowite wypełnienie wolnych przestrzeni we wkładzie filtracyjnym, a tym samym - wyczerpanie jego chłonności. Jest to sygnał do zakończenia pracy filtru i poddania go obsłudze – myciu wkładu filtracyjnego lub jego wymianie. Jeżeli jednak filtr jest nadal eksploatowany, to gromadzenie pyłu odbywa się na powierzchni wkładu filtracyjnego rysunek 4 [10].



Rys.3. Przykładowe charakterystyki filtra przegrodowego:

a) skuteczność czyszczenia $\varphi = f(\tau)$ i opór przepływu $\Delta p_f = f(\tau)$ w funkcji czasu pracy τ filtra, b) charakterystyki aerodynamiczne $\Delta p_f = f(Q)$ dla charakterystycznych stanów technicznych filtra, 0 – w chwili rozpoczęcia eksploatacji – Δp_0 , 1 – po osiągnięciu oporu dopuszczalnego Δp_{dop} , 2 – po osiągnięciu oporu granicznego Δp_{gr}



Rys.4. Zmiana struktury warstwy filtracyjnej w czasie eksploatacji filtra

W wyniku tego zjawiska przepływ powietrza przez złożę jest szczególnie trudny, w związku z czym następuje gwałtowny wzrost oporów przepływu filtra. Skuteczność oczyszczania natomiast cały czas nieznacznie, ale systematycznie, wzrasta. W wyniku ciągłego napływu i osadzania się na wkładzie filtracyjnym ziaren pyłu, opór przepływu filtra może w ciągu bardzo krótkiego czasu τ_A osiągnąć wartość wielokrotnie przewyższającą wartość oporu początkowego Δp_0 danego filtra. W wyniku dalszej pracy filtra i osadzania się na wkładzie filtracyjnym pyłu, opór przepływu Δp_f może wzrosnąć do takiej wartości p.2 (rys.3), że siły odrywające (spowodowane wytworzonym podciśnieniem) przekraczają siły przyczepności ziaren do podłoża i nastąpić może zjawisko lawinowego odrywania aglomeratów pyłu i zasysania go wraz z powietrzem do cylindrów silnika. W wyniku tego zjawiska opór przepływu filtra oraz skuteczność oczyszczania gwałtownie spada, a tym samym filtr traci własności filtracyjne. Taki sam skutek może być wywołany mechanicznym zniszczeniem wkładu filtracyjnego. Przyczyną zniszczenia mogą być: duże podciśnienie przed filtrem, drgania wkładu filtracyjnego spowodowane pulsacjami zasysanego cyklicznie powietrza. Drugi okres pracy filtra ($\tau_1 - \tau_2$)

charakteryzuje się więc gwałtownym wzrostem oporu przepływu, przy utrzymującej się na wysokim poziomie skuteczności oczyszczania. Z analizy przebiegu krzywych φ i Δp wynika, że parametry pracy filtru przegrodowego ulegają zmianie wraz z ilością zatrzymanej masy pyłu m_f (czasu pracy filtru τ) i są ze sobą ściśle powiązane. Każdy wzrost skuteczności oczyszczania φ powoduje zmniejszenie ilości zanieczyszczeń przedostających się do silnika, kosztem rosnącego oporu przepływu Δp_f filtru powietrza. Nadmierne wzrost Δp_f powoduje z kolei dodatkowe spadki mocy silnika i wzrost zużycia paliwa. Efektywność filtracji jest więc technicznym kompromisem skuteczności oczyszczania φ filtru powietrza i jego oporów przepływu Δp_f .

4. DIAGNOZOWANIE FILTRÓW POWIETRZA

Oceny stanu technicznego filtru można dokonać w oparciu o analizę zmian oporu przepływu Δp_f filtru powietrza w funkcji czasu jego pracy τ . Opór przepływu filtru powietrza Δp_f może być parametrem diagnostycznym oceny stanu filtru, gdyż spełnia on warunki:

- a) jednoznaczności – każdemu stanowi filtru odpowiada tylko jedna zdeterminowana wartość oporu Δp_f ,
- b) dostatecznej szerokości pola zmian – występuje duża względna zmiana wartości oporu Δp_f dla zadanej zmiany stanu filtru w interesujących nas okresach jego pracy,
- c) dostępności – charakteryzuje się łatwością pomiaru wartości parametru.

Za wybraniem oporu przepływu Δp_f jako parametru diagnostycznego filtru przemawia też fakt, że można szybko ocenić jego wartość na pojeździe dla określonego strumienia powietrza Q będącego funkcją prędkości obrotowej silnika n $\Delta p_f = f(n)$.

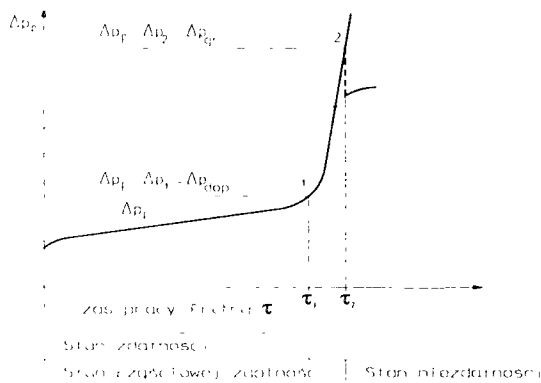
Do oceny diagnostycznej pracy filtru powietrza przyjęto następujące klasy jego stanów technicznych [5]:

- 1) zdatności,
- 2) częściowej zdatności,
- 3) niezdatności.

Dla każdego typu filtru poszczególne stany wymuszają zdeterminowane inne wartości oporu przepływu Δp_f , co wynika z badań laboratoryjnych filtru.

W oparciu o przebieg zmian charakterystyki $\Delta p_f = f(\tau)$ przyjęto wartość Δp_1 odpowiadającą momentowi gwałtownego wzrostu oporu filtru, jako wartość dopuszczalną Δp_{dop} oporu przepływu, a wartość Δp_2 odpowiadającą utracie własności filtracyjnych filtru (rys.5), jako wartość graniczną Δp_{gr} .

Z przedstawionej klasyfikacji stanów filtru wynika, że może on być eksploatowany do czasu osiągnięcia wartości dopuszczalnego oporu przepływu $\Delta p_1 = \Delta p_{dop}$. Okres ten charakteryzowany jest stanem zdatności technicznej filtru.



Rys.5. Ilustracja graficzna stanów technicznych filtra powietrza

Ogólnie przyjmuje się w konstrukcji silników spalinowych, że filtr powietrza powinien mieć taki dopuszczalny opór przepływu Δp_{dops} , aby przy prędkości obrotowej mocy maksymalnej n_N silnika i 100-procentowym otwarciu przepustnicy mieszanki (w silnikach o ZI) nie powodował większego spadku mocy niż 3–5% [1,2,3,9]. Wyznaczona w czasie badań laboratoryjnych, a wynikająca z obciążenia wkładu filtracyjnego pyłem, wartość oporu dopuszczalnego Δp_{dops} , nie powinna być mniejsza niż wartość Δp_{dops} , wynikająca z założonego spadku mocy. Wzrost oporu przepływu układu dolotowego o 1kPa powoduje średnio spadek mocy silnika o ZI $1 \div 1,3\%$ i wzrost jednostkowego zużycia paliwa około 0,7%. Dla silników o ZS wartości te wynoszą odpowiednio $0,4 \div 0,6\%$ spadku mocy i $0,3 \div 0,5$ wzrostu jednostkowego zużycia paliwa [1,2,3,9]. Dopuszczalne wartości oporów przepływu, przy których należy wymienić wkład filtracyjny lub przeprowadzić jego regenerację, podawane przez producentów filtrów, są bardzo zróżnicowane i wynoszą [1]:

- dla mało wysiłonych silników o ZI 5,0 kPa,
- dla wysiłonych silników o ZI 3,5...4,0 kPa,
- dla silników o ZS wolnossących 6,5...7,0 kPa,
- dla silników o ZS z turbodoładowaniem 4,5...6,0 kPa.

Osiągnięcie przez filtr oporu dopuszczalnego jest sygnałem do wykonania obsługi filtra powietrza polegającej na wymianie lub regeneracji wkładu filtracyjnego. Niewykonanie tej czynności nie eliminuje filtra z pracy, gdyż posiada on nadal dobre (skuteczność oczyszczania utrzymuje się na niezmiennym poziomie) własności filtracyjne. Dalsza eksploatacja filtra powoduje, że opór przepływu gwałtownie wzrasta, aż do osiągnięcia wartości $\Delta p_1 - \Delta p_2$. Ten stan pracy filtra, trwający do momentu utraty przez filtr własności filtracyjnych (gwałtownego spadku skuteczności ϕ i oporu przepływu Δp_1) proponuje się nazywać stanem częściowej zdarności, a wartość oporu przepływu, odpowiadającą stanowi technicznemu filtra w punkcie 2 przyjęto jako wartość graniczną oporu przepływu $\Delta p_2 - \Delta p_{gr}$. Eksploatacja silnika z filtrem powietrza będącego w takim stanie technicznym jest możliwa, jednak powoduje obniżenie własności efektywnych silnika i pojazdu. Wraz ze wzrostem Δp_f następuje spadek stopnia napełniania η_v , a tym samym ilości powietrza dostarczonego do cylindrów silnika przy tej samej dawce paliwa ($G_c = \text{const}$). Następuje więc zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza λ . Dla

silnika o ZS pracującego w warunkach znamionowych współczynnik λ powinien wynosić $\lambda \cong 1.3$ [4,11]. Przy takiej wartości λ , w cylindrach są dobre warunki przygotowania mieszanki, inicjacji zapłonu, przebiegu spalania i wywiązywania ciepła, a tym samym osiągnięcia przez silnik moc jest największa. Wzrost oporu filtru powietrza powoduje zakłócenia wymienionych zjawisk. Zmniejszona ilość powietrza powoduje, że paliwo nie spala się całkowicie. Następuje spadek sprawności silnika, a tym samym jego momentu M_0 i jego mocy N_e oraz wzrost jednostkowego zużycia paliwa g_e . Spowodowany wzrostem oporu filtru powietrza niedobór tlenu w komorze spalania jest jedną z przyczyn niepełnego i niecałkowitego spalania paliwa. Pozostają przede wszystkim sadza oraz tlenek węgla. Wzrost oporu filtru ma także wpływ na zawartość innych składników, jak tlenków azotów, węglowodorów, aldehydów będących toksycznymi składnikami spalin. Praca silnika staje się więc nieekonomiczna, chociaż możliwa. Po przekroczeniu wartości granicznej Δp_{gr} oporu przepływu, filtr wchodzi w zakres niezdatności technicznej. Eksploatacja silnika z takim filtrem powietrza jest niedopuszczalna, gdyż prowadzi do nadmiernego zużycia elementów współpracujących tarciowo, np. tłoka – tulei cylindra i do znaczącego spadku osiągnięć silnika.

Przyjmując, że opór przepływu filtru powietrza Δp_f jest parametrem diagnostycznym, można na bieżąco (przy założeniu całkowitej szczelności filtru) prowadzić diagnostyczną ocenę jego stanu i obsługiwać wtedy, gdy ze względu na zanieczyszczenie osiąga on opór dopuszczalny Δp_{dop} , a nie po określonym normą przebiegu pojazdu. Ze względu na łatwość pomiaru, praktycznie wykorzystuje się charakterystykę aerodynamiczną (przepływową) $\Delta p_f = f(Q)$, którą można wykonać dla każdego stanu technicznego filtru w zakresie strumienia objętości powietrza $Q_{min} \div Q_{max}$, odpowiadającego prędkości obrotowej silnika $n_{min} \div n_{max}$.

Wartości $Q_{min(max)}$ określa się najczęściej na podstawie zależności:

$$Q_{min(max)} = \frac{V_{SS} \cdot n_{min(max)} \cdot \eta_v \cdot 60}{k \cdot 1000}, m^3/h \quad (3)$$

gdzie:

- V_{SS} – pojemność skokowa silnika, dm^3 ,
- $n_{min(max)}$ – minimalna (maksymalna) prędkość obrotowa silnika, obr/min,
- η_v – współczynnik napełnienia cylindrów (dla silników czterosurowych wolnossących przyjmuje się $\eta_v = 0.9$; dla silników z doładowaniem η_v należy określić doświadczalnie),
- k – współczynnik liczby suwów (dla silników czterosurowych $k = 2$).

Dla danego typu silnika o ZS i przy ustalonych warunkach jego pracy (ustabilizowanym stanie cieplnym) wartość strumienia Q zależy głównie od prędkości obrotowej n . Ponieważ charakterystyka aerodynamiczna filtru powietrza jest funkcją strumienia Q , dlatego też opór filtru można przedstawić w funkcji prędkości obrotowej silnika n , $\Delta p_f = f(n)$. Dla praktycznej oceny diagnostycznej stanu filtru, opór przepływu Δp_f określa się przy jednej prędkości obrotowej (dla jednej wartości strumienia powietrza Q), uznanej za pomiarową. Najczęściej jest to prędkość obrotowa mocy maksymalnej n_N , której odpowiada nominalna wartość strumienia Q_N . Zmierzona przy $Q = Q_N$ wartość oporu Δp_f jest podstawą do identyfikacji stanu technicznego filtru i podjęcia decyzji co do dalszej jego eksploatacji.

Wraz z przebiegiem pojazdu i zanieczyszczeniem wkładu filtracyjnego pyłem, opór przepływu Δp_f przyjmuje dla tej samej prędkości obrotowej silnika coraz większe wartości.

$$\Delta p_0 < \Delta p_1 < \Delta p_2 < \Delta p_{fi} \leq \Delta p_{dop} \quad (4)$$

gdzie:

Δp_0 - początkowy opór przepływu filtru powietrza,

Δp_{fi} - opór przepływu filtru powietrza po określonym przebiegu.

W rzeczywistych warunkach eksploatacji intensywność wzrostu oporu filtru jest zmienna i zależy głównie od stężenia zanieczyszczenia powietrza. W związku z tym wartości dopuszczalnego oporu przepływu filtry osiągają po różnych przebiegach pojazdów.

Celem diagnostyki filtrów powietrza jest identyfikacja losowych z eksploatacji stanów technicznych filtrów metodami i urządzeniami diagnostycznymi. Metoda sygnalizacji oporu dopuszczalnego jest najczęściej stosowaną w diagnostyce filtrów. Odpowiedni układ czujnik-wskaźnik sygnalizuje moment osiągnięcia wartości oporu dopuszczalnego. Taki układ znajduje się w pojeździe PT-91. Sprawdzenia dokonuje się podczas obsługiwanego codziennego przy prędkości silnika uznanej za pomiarową ($n = 2000$ obr/min). Zaświecenie się lampki sygnalizatora następuje, gdy filtr osiągnie wartość oporu dopuszczalnego $\Delta p_{dop} = 12$ kPa. Jest to sygnał do wykonania obsługiwanego filtru. Metoda ta ma tę wadę, że nie pozwala przewidzieć, kiedy (po jakim przebiegu pojazdu) filtr osiągnie wartość Δp_{dop} .

Wady tej nie ma metoda rejestracji bieżącej wartości oporu przepływu filtru powietrza, w której oceny stanu technicznego filtru powietrza dokonuje się poprzez pomiar oporu przepływu Δp_f przy ustalonej wartości strumienia powietrza Q przy określonym przebiegu pojazdu za pomocą specjalnie skonstruowanego do tego celu przyrządu, którego zasadniczą częścią jest wakuometr o zakresie 0 – 60 kPa. Na okres pomiaru oporu Δp_f łączy się wakuometr przyrządu przewodem rurowym ze specjalnym króćcem filtru powietrza. Pomiaru dokonuje się na silniku nagrzanym do temperatury cieczy chłodzącej 70°C i przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika $n = 1800$ obr/min. Jeżeli np. zmierzona wartość oporu przepływu Δp_m filtru powietrza WTI-4 mieści się w granicach 4 ÷ 13 kPa, znaczy to, że filtr jest w stanie umożliwiającym dalszą eksploatację. Jeżeli wartość oporu $\Delta p_m \geq 13$ kPa, należy wykonać obsługiwane filtru.

5. PREDYKCJA STANU TECHNICZNEGO FILTRÓW POWIETRZA

W przypadku predykcji (prognozowania) stanu czynione są próby opracowania efektywnych procedur prognozowania [13,14], na podstawie których możliwe byłoby wyznaczanie terminów obsługiwanego t_{ob} filtru powietrza.

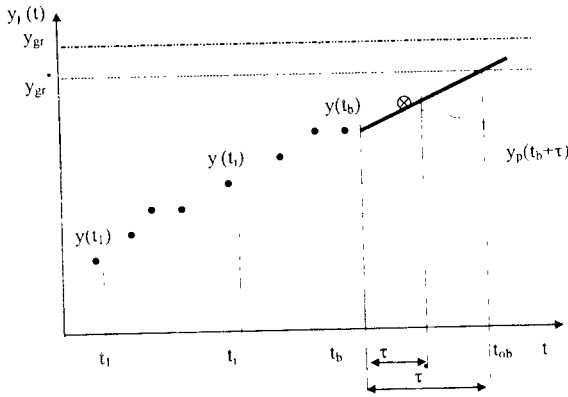
Jednym z możliwych rozwiązań, jak wykazano powyżej, jest wykorzystanie zmiany wartości parametru diagnostycznego (oporu przepływu Δp_f) w funkcji eksploatacji pojazdu mechanicznego. Wykorzystuje ono założenie, że zjawisko pogarszania się stanu technicznego filtru powietrza jest reprezentowane szeregiem czasowym $y_t = \langle y_1, y_2, \dots, y_b \rangle$, tj. zbiorem dyskretnych obserwacji $\{y_t = \zeta(t); t = t_1, t_2, \dots, t_b\}$ pewnego niestacjonarnego procesu stochastycznego $\zeta(t)$.

Jako dopuszczalny okres użytkowania filtra powietrza przyjmuje się wówczas czas, w którym granice przedziału błędów dla poszczególnych prognoz, określone na podzbiorze dostępnych realizacji obserwowanych parametrów $\{y_j(t)\}$ oraz ich prognoz, $\{y_{j,p}\}$, według przyjętego predyktora $P(y_b, \tau)$ nie przekraczają wartości granicznych $\{y_{j,gr}\}$. W prezentowanej metodzie termin obsługiwanego filtra powietrza wyznacza wówczas horyzont czasowy prognozy τ^* , dla którego nie wystąpi przekroczenie wartości granicznej parametru diagnostycznego y_{gr} przez prognozowaną wartość parametru diagnostycznego (metoda poziomowania wartości granicznej parametru diagnostycznego).

W metodzie tej jako wartość t_{ob} przyjmuje się wartość dopuszczalnego czasu niezawodnego działania filtra powietrza określonego wartością horyzontu τ^* , wyznaczoną jako punkt przecięcia się linii wartości parametru diagnostycznego $y(t)$ z wartością górną (przy założeniu, że $y(t_b) < y_{gr}$ granicą wyznaczoną dla wartości granicznej – taka sytuacja występuje w przypadku oporu przepływu Δp_f (rys.6):

$$y_{gr}^* = y_{gr} - \frac{1}{10} |y(\Theta_1) - y_{gr}| \quad (5)$$

Wówczas moment przekroczenia przez kontrolowany parametr diagnostyczny granicy wyznaczonej przez wartość y_{gr}^* interpretuje się jako czas t_{ob} – termin obsługiwanego filtra powietrza.



Rys.6. Wyznaczenie terminu obsługiwanego filtra powietrza t_{ob} metodą poziomowania wartości granicznej parametru diagnostycznego dla $y(t_b) < y_{gr}$

Wartości $y_p(t_b + \tau)$ i t_{ob} , przy założeniu, że optymalną metodą prognozowania jest metoda Browna-Mayera rzędu drugiego, wyznacza się według wyrażen:

$$y_p(t_b + \tau) = a_t^{(0)} + \tau a_t^{(1)} + \tau^2 a_t^{(2)} \quad (6)$$

gdzie:

$$a_t^{(0)} = M_t = 3(M_t^{(1)} - M_t^{(2)}) + M_t^{(3)}$$

$$a_t^{(1)} = Tt = \{(6 - 5a)Mt(1) - 2(5 - 4a)Mt(2) + (4 - 3a)Mt(3)\}$$

$$at(2) = Qt = \{Mt(1) - 2Mt(2) + Mt(3)\}$$

oraz:

$$M_t^{(1)} = \alpha y_i + (1 - \alpha) M_{t-1}^{(1)}$$

$$M_t^{(2)} = \alpha M_t^{(1)} + (1 - \alpha) M_{t-1}^{(2)}$$

$$M_t^{(3)} = \alpha M_t^{(2)} + (1 - \alpha) M_{t-1}^{(3)}$$

α - parametr wygładzenia wykładniczego, $\alpha \in (0,1)$

i wówczas:

$$t_{ob} = t_b + \frac{\tau (y_{gr}^* - y(t_b))}{y(t_b + \tau) - y(t_b)} \quad (7)$$

6. WERYFIKACJA METODYKI OCENY STANU FILTRÓW POWIETRZA

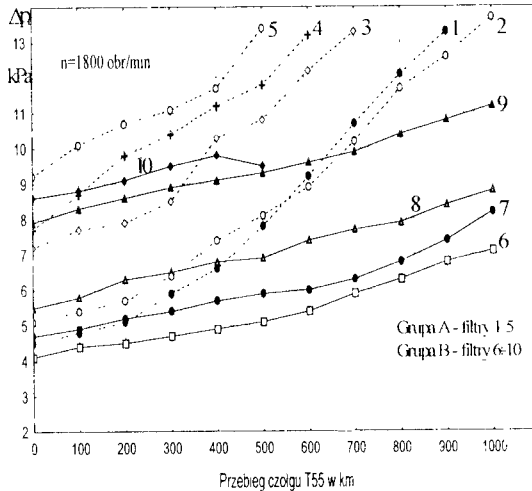
Przeprowadzone badanie eksploatacyjne miały na celu określenie zmian oporu przepływu filtru powietrza w funkcji przebiegu pojazdu. Badano 10 filtrów w 10 pojazdach T55A, które wcześniej poddano obsłudze technicznej. Dla tak przygotowanych filtrów powietrza określono ich początkowe opory przepływu Δp_0 .

Stwierdzono znaczne zróżnicowanie (w granicach 4÷9 kPa) wartości oporów początkowych. Wyższe wartości Δp_0 (po obsłudze – myciu kaset filtracyjnych) znacznie przewyższające początkowy opór przepływu Δp_0 filtrów nowych, dla których $\Delta p_0 \cong 4$ kPa, zarejestrowano dla filtrów eksploatowanych na pojazdach od kilku lat. Spowodowane jest to trudnością całkowitego wymycia pyłu z gęsto upakowanych i grubych kaset oraz tworzeniem się z pyłu i oleju na drutach złoża filtracyjnego trudno rozpuszczalnych osadów, które nie dają się usunąć stosowaną dotychczas technologią mycia. Wraz z upływem czasu pracy filtru powietrza ilość nieusuniętych osadów jest coraz większa, a tym samym początkowy opór przepływu Δp_0 filtru przyjmuje coraz większe wartości, przekraczające często dwukrotnie wartość Δp_0 . Na przykład dla filtru nr 5 (rys.7) opór $\Delta p_0 = 9.2$ kPa. Wyższe wartości początkowych oporów przepływu mogą być spowodowane także niesprawnościami w filtrze powietrza, na przykład niedrożnymi cyklonami. Duży początkowy opór przepływu zmniejsza praktycznie zapas przebiegu pojazdu uwarunkowany stanem sprawności technicznej filtru powietrza tzn. różnicą między oporem dopuszczalnym $\Delta p_{dop} = 13$ kPa, a oporem początkowym Δp_0 . Dla filtru nr 6, przy prędkości obrotowej $n = 1800$ obr/min, różnica ta wynosi 9 kPa, podczas gdy dla filtru nr 5 tylko 4 kPa. Pojazdy z filtrami 1÷5 (grupa A) eksploatowano w okresie letnim na poligonowym placu ćwiczeń (teren piaszczystym i bez opadów) gdzie stężenie zanieczyszczenia powietrza jest szczególnie duże.

Pojazdy z filtrami 6÷10 (grupa B) eksploatowano na tym samym placu ćwiczeń, ale w innych warunkach pogodowych (częste opady – mniejsze stężenie zanieczyszczenia powietrza). Po określonym przebiegu pojazdu (co około 100 km) rejestrowano, zgodnie z wcześniej podanymi warunkami wartości oporów przepływu filtru powietrza Δp_{zm} .

Badania przerywano z chwilą osiągnięcia przez filtr dopuszczalnego oporu przepływu $\Delta p_{zm} = \Delta p_{dop} = 13 \text{ kPa}$ lub po osiągnięciu przez pojazd przebiegu międzyobsługowego $l = 1000 \text{ km}$, co jest warunkiem koniecznym do wykonania obsługiwanego filtra.

Wykorzystując wyniki badań określono zbiory elementów szeregu czasowego (wartości parametrów diagnostycznych w funkcji przebiegu, w tym także wartości nominalne parametrów diagnostycznych $\{y_n\}$ i wartości graniczne $\{y_{gr}\}$): y_1 -- opór przepływu Δp_f ; $y_{n1} = 4 \text{ kPa}$, $y_{n11} = 13 \text{ kPa}$.



Rys.7. Zmiana oporów przepływu filtrów powietrza W11-4 w funkcji przebiegu dla różnych warunków klimatycznych i drogowych. Grupa A (filtry 1÷5) – duże stężenie zanieczyszczenia powietrza. Grupa B (filtry 6÷10) – małe stężenie zanieczyszczenia powietrza. Pomiar Δp_f przy $n=1800 \text{ obr/min}$

Analizowany szereg czasowy dla filtrów powietrza zawiera 11 elementów (od 10 km do 1000 km).

Wykorzystano cztery metody prognozowania:

- x_1 – metodę parametru uogólnionego,
- x_2 – metodę funkcji regresji,
- x_3 – metodę wyrównywania wykładniczego rzędu 1,
- x_4 – metodę wyrównywania wykładniczego rzędu 2.

dla horyzontu prognozy $\tau = 100 \text{ km}$.

Wyniki obliczeń zawiera tablica 1.

Tablica 1. Zestawienie wyników wyznaczania terminów obsługiwanie filtrów powietrza pojazdów metodą poziomowania wartości granicznej parametru diagnostycznego

| Obiekt | Y^0 | $x^0(\alpha)$ | $y_1(t_1)$ | $y_1(t_b)$ | t_b [km] | t_{ob} [km] | e_p [%] |
|--------|-------|---------------|------------|------------|------------|---------------|-----------|
| Z1 | y_1 | x_1 | 4.5 | 12.1 | 800 | 866 | 5.6 |
| Z2 | y_1 | x_1 | 5.1 | 12.6 | 900 | 954 | 6.8 |
| Z3 | y_1 | x_1 | 7.2 | 12.2 | 600 | 634 | 4.8 |
| Z4 | y_1 | x_1 | 7.7 | 11.8 | 500 | 514 | 7.6 |
| Z5 | y_1 | $x_3(0.8)$ | 9.2 | 11.7 | 400 | 482 | 8.8 |
| Z6 | y_1 | $x_3(0.60)$ | 4.1 | 6.8 | 900 | 2435 | 6.3 |
| Z7 | y_1 | $x_3(0.85)$ | 4.7 | 7.4 | 900 | 1540 | 3.8 |
| Z8 | y_1 | $x_3(0.65)$ | 5.5 | 8.4 | 900 | 1801 | 5.6 |
| Z9 | y_1 | $x_3(0.45)$ | 7.5 | 10.8 | 900 | 1223 | 6.9 |
| Z10 | y_1 | $x_1(0.35)$ | 8.6 | 12.1 | 900 | 1126 | 8.2 |

Na podstawie analizy wyników badań eksploatacyjnych oraz wyników przedstawionych w tablicy 1 stwierdzono, że:

1. Filtry powietrza z grupy A, ze względu na różne wartości początkowych oporów przepływu, osiągnęły wartość $\Delta p_{dop} = 13$ kPa po przebiegach pojazdów $l = (500 - 900)$ km.
2. Filtry z grupy B, po przebiegu $l = 1000$ km, osiągnęły opory przepływu w granicach $7-11$ kPa, a więc znacznie niższe niż dopuszczalny opór przepływu dla tych filtrów.
3. W okresie międzyobsługowym (1000 km) przyrost oporów przepływu filtrów powietrza eksploatowanych w warunkach małych stężeń zanieczyszczeń powietrza, niezależnie od początkowych oporów przepływu, zawiera się w granicach $3-3.5$ kPa, co w przeliczeniu na 100 km przebiegu pojazdu daje wartość średnią $0.3-0.35$ kPa. Dla filtrów eksploatowanych w warunkach dużych stężeń zanieczyszczeń powietrza przyrost ten zawiera się w przedziale $0.9-1$ kPa, a więc jest trzykrotnie większy. Jeżeli więc po przejechanych przez pojazd 500 km filtr osiąga opór dopuszczalny, to po następnych 500 km, czyli w momencie planowanego obsługiwanie, filtr osiągnie opór znacznie przekraczający opór dopuszczalny. Eksploatacja silnika z takim filtrem powietrza o oporze $\Delta p_f > 13$ kPa powoduje nadmierny spadek mocy silnika i wzrost zużycia paliwa. Wzrost oporu przepływu układu dolotowego o 1 kPa powoduje średnio spadek mocy silnika pojazdu $T = 55A$ o $0.4-0.6$ % i wzrost jednostkowego zużycia paliwa około 0,45%.
4. Optymalną metodą prognozowania dla analizowanych obiektów jest rozwiązanie x_1 oraz rozwiązania x_3 i x_4 (z różnymi wartościami współczynnika wyrównywania wykładniczego).
5. Rozwiązania x_3 z $\alpha \in (<0, 0.5)$ świadczą o nieregularnej zmianie trendu w czasie i konieczności przywiązania większej wagi do ocen trendu w okresach poprzedzających ostatni termin badania filtru (t_b). Rozwiązania z $\alpha \in (<0.5, 0.95)$ świadczą o regularnej zmianie trendu w czasie i konieczności przywiązania większej wagi do najnowszej oceny trendu w okresach poprzedzających ostatni termin badania filtru (t_b).
6. Wartości błędów prognozy dla analizowanych filtrów są niższe od 10%.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

W opracowaniu przedstawiono warunki pracy filtrów powietrza wraz z charakterystyką systemów filtracji powietrza pojazdów mechanicznych. Do identyfikacji i predykcji stanów filtru powietrza wybrano charakterystykę oporów przepływu $\Delta p = f(\tau)$. Na podstawie wyników badań eksploatacyjnych filtrów powietrza w warunkach małych

i dużych stężeń zanieczyszczeń zaproponowano metodykę identyfikacji i predykcji stanu technicznego filtrów powietrza pojazdów mechanicznych. Jako metodę wyznaczania terminu obsługiwanego filtrów powietrza zaproponowano metodę poziomowania wartości granicznej parametru diagnostycznego, zaś osiągnięte wyniki badań eksploatacyjnych oraz wyniki obliczeń pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Pojazdy mechaniczne również w tym głównie pojazdy specjalne (w tym też rolnicze), wyposażone są w dwustopniowe filtry powietrza o dużych gabarytach i masie. Ich obsługiwanie jest pracochłonne, kosztowne i uciążliwe;
2. W obecnie obowiązującym planowo-zapobiegawczym systemie obsługiwanym technicznych rzadko stosuje się metody oceny diagnostycznej stanu technicznego filtrów powietrza.
3. Dla każdego filtru i współpracującego z nim silnika istnieje wartość oporu dopuszczalnego Δp_{dop} wynikająca z własności filtracyjnych filtru i konstrukcyjne ograniczonego spadku mocy silnika. Wyznaczenie tej wartości możliwe jest tylko w czasie długotrwałych i kosztownych badań laboratoryjnych.
4. Z chwilą osiągnięcia przez filtr wartości Δp_{dop} powinno nastąpić jego obsługiwanie, którego wcześniejsze wykonanie jest nieuzasadnione, (zwiększa koszty eksploatacji, powoduje dodatkowe rozszczelnienie układu zasilania powietrzem).
5. Stosowanie metody diagnostycznej, polegającej na pomiarze bieżącej wartości oporu przepływu filtru powietrza, zamiast metody sygnalizacji oporu dopuszczalnego, pozwala przewidywać i planować termin wykonania obsługiwanego filtru powietrza.
6. Stosowane jako drugi stopień oczyszczania w filtrach kasety z drutu metalowego zwiększają wraz z czasem ich użytkowania opór początkowy filtru Δp_0 , czym zmniejszają nawet dwukrotnie zapas przebiegu pojazdu, uwarunkowany stanem zdatności filtru. Celowym byłoby zastąpienie ich wkładami z papieru filtracyjnego.
7. Przeprowadzone badania weryfikacyjne skuteczności zaproponowanej metodyki w zakresie predykcji stanów wskazują na pewne ograniczenia i preferencje w praktycznym jej wykorzystaniu, przy czym konieczne wydaje się opracowanie algorytmu jej wykorzystania dla innych parametrów diagnostycznych filtrów powietrza.

LITERATURA

- [1] Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych. MCNEMT, Radom 1992.

- [2] Dziubak T.: Wpływ filtru powietrza na napełnienie tłokowego silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, WAT, 1991.
- [3] Dziubak T., Pięta A.: Badania hamowniane wpływu oporu przepływu filtru powietrza na parametry pracy tłokowego silnika spalinowego. Biuletyn WAT, Nr 1, 1994.
- [4] Dziubak T.: Eksperymentalna ocena wpływu oporu przepływu filtru powietrza na charakterystyki użytkowe tłokowego silnika spalinowego. Biuletyn WAT, Nr 5, 1996.
- [5] Dziubak T.: Opór przepływu jako parametr diagnostyczny filtru powietrza. Biuletyn WAT, Nr 9, 1997.
- [6] Jaroszczyk T.: Air filtration in heavy-duty motor vehicle applications. Proc. Dust Symposium III, Vicksburg, MS, Sept. 15–17, 1987.
- [7] Jaroszczyk T.: Problemy filtracji powietrza w silnikach spalinowych eksploatowanych w ciężkich warunkach. Silniki spalinowe. Nr 2, 1978.
- [8] Praca zbiorowa: Turbinowe napędy samochodów. WKiŁ, Warszawa 1974.
- [9] Praca zbiorowa: Turbinowe silniki śmigłowe i śmigłowcowe. WKiŁ, Warszawa 1985.
- [10] Kabsch P.: Odpylanie i odpylacze. t.1, WNT, Warszawa 1992.
- [11] Mysłowski J.: Moment obrotowy trakcyjnego silnika z zapłonem samoczynnym. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 406, 1989.
- [12] Nagy J.: Filtrowanie a żywotność silnika. Silniki Spalinowe Nr 3, 1973.
- [13] Tylicki H., Żółtowski B.: Metody wyznaczania czasu niezawodnego działania urządzeń. Materiały XXVI Zimowej Szkoły Niezawodności, Szczyrk 1998, s. 437–449.
- [14] Tylicki H.: Optymalizacja procesu prognozowania stanu technicznego pojazdów mechanicznych. Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz 1998, s. 93–129.

Praca została zrealizowana w ramach projektu badawczego nr O-T-OO-A-003-14 finansowanego przez KBN.

IDENTIFICATION AND FORECASTING OF TECHNICAL STATE TO FILTERS OF AIRS IN MECHANICAL VEHICLES

Summary

One introduced circumstances of work of air filters together with characterization of systems filtrations of air mechanical vehicles. One based choice of characterization of resistances of flow as of diagnosis parameters of air filter. On base results of investigations of filters exploited in circumstances little and large concentrations of dirt on air one proposed methodics of estimation state to technical filters of air.

Key words: technical diagnostics, forecasting of state, filtration

ANALIZA USZKODZEŃ OBIEKTÓW TECHNICZNYCH EKSPLOATOWANYCH W SYSTEMIE TRANSPORTOWYM Z PUNKTU WIDZENIA BEZPIECZEŃSTWA

Maciej Woropay, Andrzej Tomporowski,

Wydział Mechaniczny ATR,
Katedra Eksploatacji Maszyn,
ul. Prof. Kaliskiego 7, 95-796 Bydgoszcz

W opracowaniu zdefiniowano bezpieczeństwo systemu technicznego oraz przyjęto odpowiednie wskaźniki ocenowe. Zrealizowano badania eksploatacyjne rzeczywistego systemu transportowego oraz dokonano analizy wyników badań. Przedstawiono wnioski końcowe.

Słowa kluczowe: system, zdarzenie, uszkodzenie, zagrożenie, bezpieczeństwo, zdarzenie, niebezpieczne, wskaźnik bezpieczeństwa

1. WPROWADZENIE

Trzy elementy systemu, tzn. człowiek (C), obiekt techniczny (OT) i środowisko (O) są ze sobą silnie powiązane, a ich stan zależy w dużym stopniu od jakości oddziaływań między nimi. Pod wpływem tych oddziaływań lub pod wpływem złożonych zjawisk wewnętrznych, zachodzących w systemie $\langle C, OT, O \rangle$, dochodzi czasami do zdarzeń niepożądanych, które mogą powodować utratę życia ludzi, straty ekonomiczne i inne. Zdarzenia te nazywane są zagrożeniami. Takimi zdarzeniami niepożądanymi w przypadku środowiska są, np. huragany, trzęsienia ziemi i inne kataklizmy przyrodnicze. W przypadku techniki są to wszelkiego rodzaju uszkodzenia obiektów technicznych, a w przypadku człowieka – różne formy utraty wydolności fizycznej, a częściej popełniane przez niego błędy. Zdarzenia te nie są wzajemnie niezależne, na przykład błąd człowieka może być przyczyną pojawienia się uszkodzenia obiektu technicznego, a to zdarzenie może z kolei wywołać zagrożenie środowiska. Takie łańcuchy wtórnych niepożądanych zdarzeń mogą prowadzić do dużych awarii obiektów technicznych i katastrof ekologicznych.

W literaturze przedmiotu wyrażany jest pogląd, że dobrem szczególnie chronionym jest życie człowieka oraz inne dobra (środowisko, wytwory techniki, kultury, komfort psychiczny itd.). Z tego punktu widzenia bezpieczeństwo jest to właściwość systemu, polegająca na realizacji procesu roboczego bez zagrożenia dla zdrowia lub życia ludzi, która mierzona jest prawdopodobieństwem:

- niepojawienia się uszkodzeń generujących katastrofy, wypadki, zagrożenia,
- realizacji wyznaczonych zadań w określonych warunkach, bez zagrożenia dla życia lub zdrowia.

Do oceny bezpieczeństwa przyjęto następujące miary [30]:

- współczynniki bezpieczeństwa wyznaczane w fazie projektowania,
- wskaźniki – oceny statyczne, np. liczby zdarzeń zagrażających bezpieczeństwu,
- czas pracy, średni czas pracy jej intensywność pracy,
- prawdopodobieństwo ryzyka, zagrożenia,
- rozkłady prawdopodobieństwa,
- związki korelacji między badanymi cechami,
- wskaźniki humanitarne – odniesione do ludzi.

2. BEZPIECZEŃSTWO SYSTEMU TRANSPORTOWEGO

Systemy transportowe należą do klasy systemów, w których wyróżnia się dwa rodzaje uszkodzeń nierównoważnych z punktu widzenia ich skutków. Jeden rodzaj uszkodzeń powoduje zawodność bezpieczeństwa, a drugi zawodność sprawności (niepełnosprawne funkcjonowanie lub niezdatność)

Zawodność bezpieczeństwa systemu (Q_B) jest to prawdopodobieństwo wystąpienia błędów jego działania lub uszkodzeń powodujących zagrożenie tego systemu, systemów z nim współpracujących, środowiska i życia ludzkiego.

Zawodność sprawności funkcjonowania systemu (Q_s) jest to prawdopodobieństwo wystąpienia błędów jego działania lub uszkodzeń powodujących jedynie przerwę w funkcjonowaniu tego systemu lub jego niepełne funkcjonowanie.

Przyjmuje się, że zdarzenia te wzajemnie się nie wykluczają. W związku z tym ogólna, w sensie normatywnym, zawodność systemu (Q) wyraża się następująco:

$$Q = Q_B + Q_s$$

Oczywiście, niezawodność systemu w sensie normatywnym R , jako prawdopodobieństwo zdarzenia przeciwnego, wyraża się następująco:

$$R = 1 - Q$$

$$R = 1 - G_B - Q_s$$

System transportowy, gdy nie ma w nim uszkodzeń znajduje się w jednym z n możliwych stanów związanych z aktualną sytuacją eksploatacyjną systemu.

2.1. Bezpieczeństwo a niezawodność

Zawodność systemu technicznego oraz zawodność operatora (błędy operatora) stanowią potencjalne zagrożenie bezpieczeństwa. W badaniach niezawodnościowych analizuje się każde uszkodzenie systemu technicznego, każdy błąd operatora, natomiast w teorii bezpieczeństwa analizuje się tylko te błędy lub te uszkodzenia, które stwarzają sytuacje zagrożeniowe lub powodują wypadki.

Kształtowanie bezpieczeństwa systemów, za pomocą zwiększania poziomu niezawodności ich działania, realizowane jest poprzez:

- stosowanie odpowiednich metod konstruowania i wytwarzania,

- weryfikację założeń konstrukcyjnych podczas prób i badań,
- odpowiedni dobór i kształcenie operatorów,
- stosowanie materiałów wysokiej jakości.
- wyznaczanie poziomu bezpieczeństwa systemów.

Racjonalne kształtowanie bezpieczeństwa możliwe jest tylko w ścisłym związku z oceną jego poziomu w procesie projektowania, produkcji i badaniach eksploatacyjnych. Przy tym ocena bezpieczeństwa systemu dokonywana jest wówczas, gdy są opracowane metody i kryteria ilościowe.

3. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań jest ogólnie traktowany złożony, rzeczywisty tzn. już istniejący system eksploatacji. Inaczej mówiąc jest to wytwór człowieka celowy o określonym przeznaczeniu.

W niniejszej pracy rozpatrywany jest system eksploatacji transportu miejskiego. Sterowanie realizacją procesów eksploatacji w tym systemie umożliwia osiągnięcie wyznaczonego celu. Zatem system jest systemem działaniowym z zachowaniem celowym. Istotną cechą rozpatrywanego systemu jest jego złożoność.

Pojęcie to nie zostało jeszcze do tej pory jednoznacznie zdefiniowane, mimo istnienia wielu prac dotyczących budowy systemów [36, 37].

Intuicyjnie złożoność systemów kojarzy się z liczbą ich elementów, liczbą relacji (powiązań między elementami) i stopniem ich współdziałania. Łatwo zauważyć, że istniejące zrozumienie złożoności systemu uwzględnia zarówno złożoność jego struktury, jak również złożoność funkcji realizowanych przez system. Dla potrzeb pracy złożoność systemu transportowego rozumiemy jako cechę systemu, składającego się z wielu podsystemów, które mogą być z kolei rozpatrywane jako systemy złożone.

Badany system transportowy realizuje przewóz pasażerów na terenie miasta. Poszczególne zadania przewozowe powinny być wykonywane terminowo i bezpiecznie. W związku z tym istotnym problemem staje się zapewnienie odpowiedniego poziomu gotowości, niezawodności i bezpieczeństwa autobusów służących realizacji zadań przewozowych. Problem ten jest bardzo istotny, ponieważ pojazdy eksploatowane w badanym systemie, z reguły są w znacznym stopniu wyeksploatowane, co znacząco obniża efektywność ich działania.

4. IDENTYFIKACJA OBIEKTU BADAŃ

Identyfikowanym obiektem badań w niniejszej pracy, jest system transportu miejskiego, a w szczególności eksploatowane w nim autobusy.

Podstawowym celem działania badanego systemu jest odpłatne świadczenie usług transportowych w zakresie przewozu pasażerów na terenie miasta i w strefie podmiejskiej. W omawianym obiekcie badań obowiązuje sztabowo-liniowy system zarządzania tzn. jednoosobowe kierownictwo przy jednoczesnej współpracy jednostek organizacyjnych niższych szczebli.

Podstawowymi obiektami technicznymi eksploatowanymi w analizowanym systemie transportowym są autobusy następujących typów (tab.1).

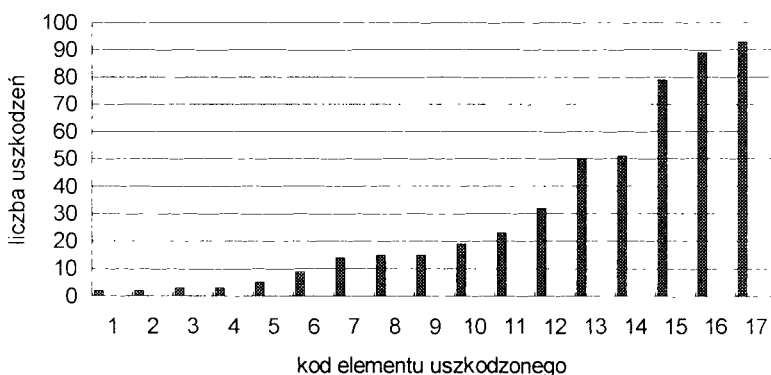
Tabela 1. Rodzaje i ilości eksploatowanych autobusów

| Typ pojazdu | Liczba |
|----------------|--------|
| JELCZ M11 | 16 |
| IKARUS 260 | 31 |
| IKARUS 280 | 86 |
| IKARUS 280/70B | 32 |
| JELCZ M-121 | 1 |
| JELCZ M181 MB | 7 |
| VOLVO B10-MA | 7 |
| VOLVO B10- BLE | 30 |
| MERCEDES | 6 |
| RAZEM | 216 |

5. PRZEBIEG BADAŃ

5.1. Histogram uszkodzeń

Do wykonania histogramu dotyczącego uszkodzeń elementów, powstałych na skutek kolizji badanych autobusów, eksploatowanych w analizowanym systemie transportowym, wykorzystano dane zebrane w latach 1997-1998 i zawarte w protokołach pokolizyjnych i powypadkowych. Na rysunku 5.1 przedstawiono elementy, które najczęściej ulegały uszkodzeniom.



Rys.5.1. Histogram uszkodzeń:

1 – wycieraczk, 2 – nagrzewnica, 3 – pokrywa akumulatora, 4 – pokrywa chłodnicy, 5 – tablica rejestracyjna, 6 – drzwi, 7 – osłona nagrzewnicy, 8 – lusterko zewnętrzne, 9 – inne, 10 – szkielet nadwozia, 11 – oprawa reflektorów, 12 – szyby, 13 – listwy boczne, 14 – reflektory i lampy, 15 – narożne wytłoczki, 16 – karoseria, 17 – zderzaki

Jak widać, najczęściej uszkadzającymi się elementami są: zderzaki, karoseria i narożne wypraski, czyli elementy przeznaczone do przyjmowania energii kinetycznej podczas kolizji, oraz reflektory, lampy, listwy boczne i szyby.

5.2. Analiza ilości zdarzeń kolizyjnych

Do przeprowadzenia analizy ilości zdarzeń kolizyjnych na poszczególnych trasach autobusowych wybrano te trasy, na których doszło do niebezpiecznych zdarzeń, przyrządkowując im liczby odpowiadające ilości zajęć tych zdarzeń. Następnie obliczono wskaźniki zagrożenia będące ilorazami liczby kolizji i długości trasy oraz liczby kursów na danych liniach w ciągu roku.

$$K_z = \frac{x}{l \cdot z}$$

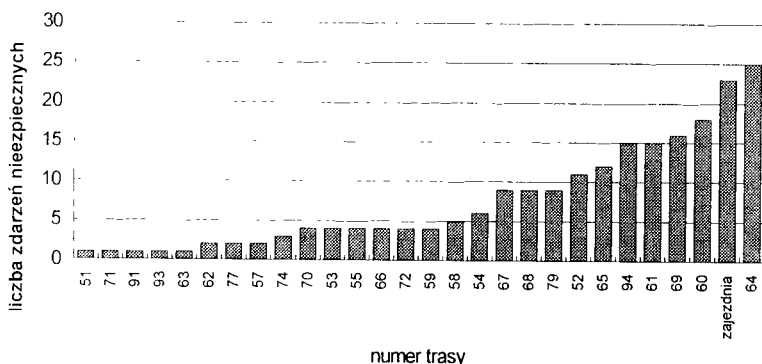
gdzie:

- x – liczba kolizji,
- l – długość trasy,
- z – liczba kursów.

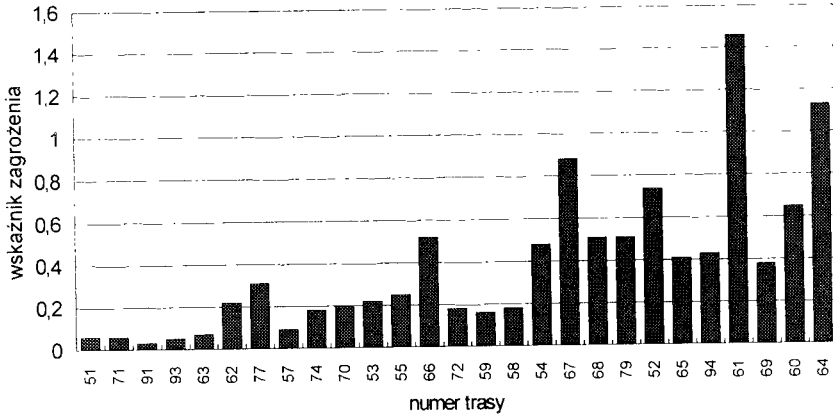
Liczbę zdarzeń niebezpiecznych z uwzględnieniem numeru trasy przedstawiono na rysunku 5.2. Jak wynika z wykresu, analizowane trasy można podzielić na trzy grupy:

- poniżej 5-ciu kolizji,
- od 5 do 10 kolizji,
- powyżej 10-ciu kolizji.

Natomiast na rysunku 5.3 przedstawiono obliczone wartości wskaźnika zagrożenia odpowiadające poszczególnym trasom. Na podstawie tych wartości można wyznaczyć szczególnie zagrożone trasy, na których niezbędne jest podniesienie poziomu bezpieczeństwa.



Rys.5.2. Liczba zdarzeń niebezpiecznych na poszczególnych trasach



Rys. 5.3. Wskaźnik zagrożenia na poszczególnych trasach

5.3. Analiza niebezpiecznych zdarzeń w zależności od kolejnej godziny pracy kierowcy

Dane z lat 1992–1997, opisujące liczbę drogowych zdarzeń niebezpiecznych w zależności od kolejnej godziny pracy kierowcy, zestawiono w tabeli 2. Wynika z nich, że ilość kolizji maleje po trzeciej godzinie pracy kierowcy. Trudno jest na podstawie przeprowadzonych badań wyjaśnić powód, dla którego trzecia godzina pracy kierowcy jest najbardziej niebezpieczna. Należałoby zatem przeprowadzić w przyszłości dodatkowe badania z uwzględnieniem badań psychologicznych kierowców.

Po dziewiątej godzinie pracy odnotowano tylko jedno zdarzenie niebezpieczne, co może wynikać stąd, że kierowcy pracują bardzo sporadycznie powyżej ośmiu godzin.

Tabela 2. Liczba zdarzeń niebezpiecznych w zależności od liczby godzin pracy kierowcy

| Kolejna godzina pracy | Rok | | | | | |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 1997 | 1996 | 1995 | 1994 | 1993 | 1992 |
| 1 | 43 | 53 | 34 | 33 | 30 | 33 |
| 2 | 41 | 53 | 45 | 34 | 47 | 48 |
| 3 | 45 | 56 | 52 | 42 | 33 | 40 |
| 4 | 38 | 49 | 39 | 39 | 31 | 43 |
| 5 | 30 | 33 | 24 | 22 | 22 | 24 |
| 6 | 25 | 23 | 38 | 28 | 28 | 25 |
| 7 | 25 | 28 | 21 | 28 | 21 | 20 |
| 8 | 21 | 20 | 13 | 20 | 18 | 24 |
| 9 | 11 | 13 | 15 | 22 | 13 | 20 |
| 10 | 0 | 1 | 5 | 3 | 2 | 2 |
| 11 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |

5.4. Analiza zdarzeń niebezpiecznych w zależności od pory dnia

W tabeli 3 zestawiono wartości liczbowe wyznaczające ilość drogowych zdarzeń niebezpiecznych w zależności od pory dnia zaistniałych w latach 1992–1997.

Tabela 3. Liczba zdarzeń niebezpiecznych w zależności od pory dnia

| Godzina zdarzenia | Rok | | | | | |
|-------------------|------|------|------|------|------|------|
| | 1997 | 1996 | 1995 | 1994 | 1993 | 1992 |
| 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | 0 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 4 | 1 | 0 | 1 | 0 | 0 | 2 |
| 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 1 | 7 |
| 6 | 5 | 9 | 7 | 5 | 6 | 4 |
| 7 | 16 | 16 | 10 | 9 | 17 | 15 |
| 8 | 16 | 19 | 18 | 24 | 20 | 21 |
| 9 | 16 | 22 | 12 | 7 | 11 | 17 |
| 10 | 19 | 12 | 21 | 14 | 12 | 16 |
| 11 | 17 | 21 | 20 | 18 | 22 | 10 |
| 12 | 17 | 20 | 19 | 15 | 22 | 17 |
| 13 | 27 | 29 | 16 | 15 | 15 | 18 |
| 14 | 24 | 31 | 32 | 29 | 20 | 23 |
| 15 | 23 | 31 | 23 | 23 | 23 | 26 |
| 16 | 33 | 35 | 26 | 21 | 17 | 24 |
| 17 | 19 | 30 | 27 | 21 | 18 | 20 |
| 18 | 11 | 16 | 15 | 12 | 6 | 10 |
| 19 | 12 | 11 | 16 | 16 | 11 | 16 |
| 20 | 8 | 8 | 10 | 11 | 10 | 10 |
| 21 | 5 | 5 | 0 | 13 | 3 | 5 |
| 22 | 4 | 8 | 4 | 6 | 6 | 13 |
| 23 | 2 | 2 | 2 | 10 | 4 | 4 |
| 24 | 0 | 1 | 4 | 1 | 0 | 1 |

5.5. Analiza kolizji drogowych w zależności od dnia tygodnia

W tabeli 4 zestawiono dane dotyczące kolizji drogowych zaistniałych w latach 1992–1997 z uwzględnieniem kolejnych dni tygodnia.

Zawarte dane wskazują na wyraźny spadek niebezpiecznych zdarzeń drogowych w soboty i niedzielę. Jest to spowodowane mniejszą w tych dniach częstotliwością kursów i liczbą korzystających z usług komunikacji miejskiej pasażerów oraz mniejszym natężeniem ruchu drogowego. Natomiast można zaobserwować większą od przeciętnej ilość zdarzeń niebezpiecznych w roku 1996 we wtorki i środy.

Tabela 4. Liczba zdarzeń niebezpiecznych w zależności od dnia tygodnia

| Rok | Dzień tygodnia | | | | | | |
|------|-------------------|--------|-------|----------|--------|--------|----------------|
| | ponie- dzialek | wtorek | środa | czwartek | piątek | sobota | nie- dziela |
| 1997 | 53 | 50 | 41 | 45 | 51 | 27 | 12 |
| 1996 | 52 | 72 | 69 | 58 | 37 | 26 | 15 |
| 1995 | 50 | 41 | 48 | 55 | 52 | 28 | 12 |
| 1994 | 49 | 40 | 52 | 38 | 47 | 27 | 18 |
| 1993 | 44 | 35 | 47 | 45 | 39 | 20 | 15 |
| 1992 | 45 | 40 | 43 | 47 | 55 | 24 | 26 |

5.6. Analiza kolizji drogowych w zależności od pory roku

Do analizy wykorzystano dane z lat 1992–1997 i zestawiono je w tabeli 5 z uwzględnieniem kolejnych miesięcy.

Jak widać, w 1996 roku wzrosła ilość zdarzeń niebezpiecznych w miesiącach jesien-nych i zimowych. Poza tym nie zauważa się ogólnej tendencji zmian liczby kolizji drogowych w zależności od pory roku, choć niewielki ich spadek obserwuje się w miesiącach letnich. Na tę sytuację może mieć wpływ zarówno zmniejszenie się liczby osób korzystających z komunikacji miejskiej (urlopy, wakacje), jak i ogólny spadek natężenia ruchu.

Tabela 5. Liczba zdarzeń niebezpiecznych w zależności od pory roku

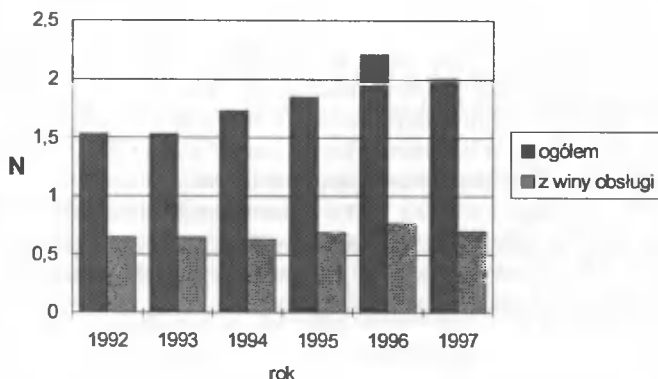
| Miesiąc | Rok | | | | | |
|---------|------|------|------|------|------|------|
| | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 | 1996 | 1997 |
| 1 | 22 | 23 | 21 | 15 | 30 | 16 |
| 2 | 24 | 20 | 10 | 20 | 37 | 23 |
| 3 | 25 | 15 | 23 | 28 | 35 | 22 |
| 4 | 19 | 14 | 19 | 36 | 25 | 31 |
| 5 | 28 | 14 | 32 | 23 | 19 | 24 |
| 6 | 20 | 21 | 27 | 32 | 25 | 25 |
| 7 | 18 | 22 | 17 | 26 | 23 | 13 |
| 8 | 22 | 21 | 15 | 24 | 16 | 23 |
| 9 | 20 | 29 | 27 | 19 | 22 | 33 |
| 10 | 23 | 22 | 31 | 18 | 33 | 31 |
| 11 | 31 | 22 | 19 | 36 | 39 | 16 |
| 12 | 28 | 22 | 30 | 19 | 25 | 22 |

5.7. Analiza zdarzeń niebezpiecznych przypadających na 100 tys. wozokilometrów

Zebrane dane dotyczące ogólnej ilości zdarzeń i ilości zdarzeń z winy obsługi w latach 1992–1997 przedstawiono na rysunku 5.4.

Najwyższa wartość wskaźnika N wystąpiła w 1996 roku i wynosiła 2,21 zdarzenia na 100 tys. wozokilometrów. Natomiast od 1996 roku widać tendencję wzrostową ogólnej liczby zdarzeń niebezpiecznych, z powodu wzrostu natężenia ruchu kołowego.

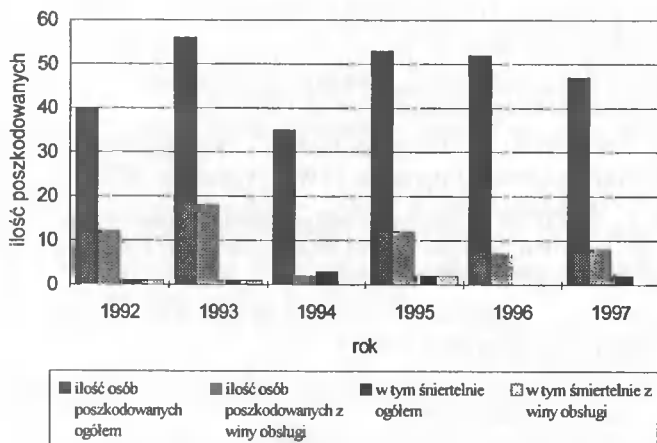
Maksymalna liczba zdarzeń z winy obsługi wystąpiła w latach 1996, 1997 i 1995, natomiast minimalna w roku 1994. Można stwierdzić rosnącą liczbę zdarzeń niebezpiecznych oraz względnie ustaloną liczbę zdarzeń niebezpiecznych powstałych z winy obsługi.



Rys.5.4. Liczba zdarzeń niebezpiecznych przypadających na 100 tys. wozokilometrów

5.8. Analiza ilości osób poszkodowanych w poszczególnych zdarzeniach niebezpiecznych

Zebrane dane z lat 1992-1997, dotyczące ilości osób poszkodowanych ogółem, ilości wypadków śmiertelnych, ilości osób poszkodowanych z winy obsługi oraz ilości wypadków śmiertelnych z winy obsługi przedstawiono na rysunku 5.5.



Rys.5.5. Liczba osób poszkodowanych w wypadkach

W analizowanym okresie czasu nie zaobserwowano generalnej tendencji zmian liczby osób poszkodowanych. Dopiero od 1995 roku liczba ta systematycznie maleje. Ilość wypadków śmiertelnych osiąga maksimum równe 3 w 1994 roku. Natomiast w roku 1996 nie zanotowano żadnego wypadku śmiertelnego.

6. WNIOSKI

Analizując tendencję zmian wartości badanych wskaźników bezpieczeństwa, a w szczególności liczby osób poszkodowanych w wypadkach drogowych z udziałem pojazdów omawianego systemu transportowego oraz uwzględniając dynamiczny wzrost natężenia ruchu drogowego w badanym okresie czasu, można pozytywnie ocenić działania, podjęte przez podsystem zarządzający analizowanego systemu, zmierzające do zwiększenia poziomu bezpieczeństwa w realizowaniu zadań komunikacyjnych. Jednak, aby powyższa ocena mogła być wiarygodna, należy w dalszych badaniach zająć się porównaniem przedstawionych wartości z wynikami badań innych systemów oraz rozszerzyć zakres badań o badania psychologiczne.

LITERATURA

- [1] Cieślakowski S.J.: Niezawodność działania człowieka-operatora na stanowiskach pracy związanych z bezpieczeństwem ruchu kolejowego. ZEM. Zeszyt 1 (97) 1994.
- [2] Szopa T.: Bezpieczeństwo a niezawodność systemu. ZEM. Zeszyt 3-4 (71-72), 1987.
- [3] Schueller G.J.: Einführung in die Sicherheit und Zuverlässigkeit von Tragwerken. Verlag von W. Ernest u. Sohn, Berlin-München 1981.
- [4] Dietrich M., Szopa T.: Zwiększenie niezawodności obiektu w fazie eksploatacji metodą racjonalnego ulepszania. Materiały Konferencji: Problemy jakości maszyn roboczych ciężkich. Warszawa 1979.
- [5] Smalko Z.: Podstawy projektowania niezawodnych maszyn i urządzeń mechanicznych. PWN, Warszawa 1972.
- [6] Jaźwiński J., Ważyńska-Fiok K.: Niezawodność systemu z nadmiarem funkcjonalnym w aspekcie bezpieczeństwa. ZEM 1984, 1-2.
- [7] Borgoń J., Jaźwiński J., Ważyńska-Fiok K.: Niezawodność i bezpieczeństwo w ogólnej teorii systemów. Informator ITWL, Warszawa 1985/63.
- [8] Jaźwiński J., Ważyńska-Fiok, K.: Niezawodność bezpieczeństwa systemów. Materiały na Kolokwium Niezawodności Bezpieczeństwa. Informator Instytutu Techniki Wojsk Lotniczych, Warszawa 1986.
- [9] Woropay M (red.): Podstawy racjonalnej eksploatacji maszyn. Akademia Techniczno-Rolnicza, Bydgoszcz 1996.
- [10] pod red. Migdałskiego J.: Inżynieria niezawodności – poradnik. Akademia Techniczno-Rolnicza, Bydgoszcz 1992.
- [11] Adamkiewicz W.: Wstęp do racjonalnego wykorzystania urządzeń technicznych. WKŁ. Warszawa 1982

- [12] Hebda M., Janicki D.: Trwałość i niezawodność samochodów w eksploatacji. WKŁ, Warszawa 1977.
- [13] Kaliński H.: Ogólna teoria niezawodności. Warszawa 1971, OPT, NOT.
- [14] Gnbiedienko B., Bielajew J.K. Sołowiew A.D.: Metody matematyczne w teorii niezawodności. WNT, Warszawa 1968.
- [15] Należność w technice. Terminy. GOST 1337767.
- [16] Adamkiewicz W.: Badania i ocena niezawodności maszyny w systemie transportowym. WKŁ, Warszawa 1983.
- [17] Hebda M., Mazur T., Pele H.: Teoria eksploatacji pojazdów. Warszawa 1978.
- [18] Hebda M., Mazur T.: Podstawy eksploatacji pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa 1984.
- [19] Smalko Z.: Podstawy technicznej eksploatacji pojazdów. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1987.
- [20] Woropay M.: Niezawodnościowa wielostanowość systemu w ujęciu teorii zbiorów rozmytych. ZEM PAN, Zeszyt 2/1984.
- [21] Będkowski L.: Elementy diagnostyki technicznej. WAT, Warszawa 1992.
- [22] Dietrich M.: Wstęp do stochastycznej teorii maszyn. PWN, Warszawa, 1972.
- [23] Kordański B.Ch.: Zastosowanie rachunku prawdopodobieństwa w technice. WNT, Warszawa 1967.
- [24] Handzel Z., Ziemia S.: Fizyczne aspekty trwałości i niezawodności obiektów technicznych. PAN, Warszawa –Poznań 1976.
- [25] Gołąbek A.: Niezawodność autobusów. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1993.
- [26] Handzel Z.: Klasyfikacja postaci uszkodzeń występujących w elementach ciągników i maszyn rolniczych. Maszyny i Ciągniki Rolnicze 7-8/1971. Wydawnictwa Czasopism Technicznych NOT, Warszawa.
- [27] Mikołajczyk M., Wojciechowicz B.: Kryteria granicznego zużycia elementów i zespołów maszyn rolniczych. PIKMR, Poznań 1970.
- [28] Chawaniec W., Żebrowski H.: Oddziaływanie czynników związanych z przedmiotem obrabianym na przebieg gładzenia otworów. Mechanika nr 11/1060.
- [29] Szopa T.: Podstawowe pojęcia miary bezpieczeństwa. ZEM Zeszyt 2 (98) 1994.
- [30] Gołąbek A.: Nauka o bezpieczeństwie - stadium na temat obszaru zagadnienia. ZEM 1995. 4, (104).
- [31] Jaźwiński J., Ważyńska-Fiok K.: Niezawodność i bezpieczeństwo systemu sterowania ruchem kolejowym. Problemy Kolejnictwa 95. Warszawa 1982.
- [32] Birolini A.: Quality und Zurerlassigkeit technischer systeme. Theorie, Praxis, Managment. Springer Verlag, Berlin 1985.
- [33] Borgoń J.: Metody analizy niezawodności bezpieczeństwa statku powietrznego w czasie projektowania, prób i badań. Materiały na Kolokwium Niezawodności Bezpieczeństwa. Informator ITWL, Kiekrz 05.1986, 64–81.
- [34] Rosiaux C., Blandel M.: La FMECA en Mechanique Ingenieurs de Automobile 1078.

- [35] Ratajczak Z.: Problemy praw człowieka-operatora w sytuacjach trudnych prowadzących do zagrożenia bezpieczeństwa. Materiały na Kolokwium Niezawodności Bezpieczeństwa. Informator ITWL, Kiekrz 05.1986.
- [36] Praca zbiorowa pod redakcją W. Findensena: Analiza systemowa – podstawy i metodologia. PWN, Warszawa 1985.
- [37] Woropay M.: Metoda budowy wielopoziomowych systemów do badania niezawodności z elementów o wyznaczonej a priori istotności. ATR Rozprawy 18. Bydgoszcz 1983.

ANAYSIS OF TECHNICAL OBJECTS DAMAGES IN TRANSPORT SYSTEM OPERATION FROM THE SAFETY POINT OF

Summary

In this paper the safety of technical system was defined and suitable evaluation indexes were presented. Operational investigations of real transport system were realised. The analysis of investigation results was carried out and conclusions were shown.

Key words: system, event, damage, hazard, safety, hazardous event, security index

ISSN 0208-6395