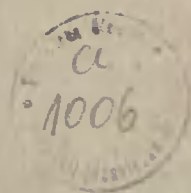


AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 137

MECHANIKA 30



BYDGOSZCZ — 1986

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



ZESZYTY NAUKOWE NR 137

MECHANIKA 30

BYDGOSZCZ — 1986

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO

doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

REDAKTOR NAUKOWY

doc. dr hab. inż. Józef Szala

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

mgr Halina Koziolkiewicz

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6395

**WYDAWNICTWA UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY**

Wyd. I Nakład 100 + 50. Ark. wyd. 10.03. Ark. druk. 5,7 Papier kl. III offset.

Oddano do druku 1986.08.19. Druk ukończono we wrześniu 1986.

MNiSzW Cena zł 145.

Uczelniany Zakład Małej Poligrafii

Zamówienie nr 314 86 TR M-3

BYDGOSZCZ

SPIS TREŚCI

Str.

1. Józef Flizikowski, Andrzej Jazdon, Józef Witka - Badanie trwałości bezstopniowych przekładni impulsowych stosowanych w maszynach rolniczych. Cz.I	5
2. Józef Flizikowski - Badania trwałości bezstopniowych przekładni impulsowych stosowanych w maszynach rolniczych.Cz.II.....	19
3. Jan Łukasiewicz - Analiza pracy prasy formatowej maszyny formującej płyty azbestowo-cementowe	33
4. Henryk Oleszycki - Próba oceny zdolności do perlityzacji osnowy żeliwa sferoidalnego przy pomocy próbek Jominy'ego	41
5. Józef Szala, Tomasz Topoliński - Obliczenia elementów konstrukcyjnych przy obciążeniach stochastycznych dla etapu do inicjacji pęknięcia zmęczeniowego	49
6. Józef Szala, Tomasz Topoliński - Obliczenia elementów konstrukcyjnych w warunkach obciążeń stochastycznych dla etapu rozwoju pęknięcia zmęczeniowego	61
7. Marian Szymański, Jan Łukasiewicz - Mieszanie komponentów masy azbestowo-cementowej	73
8. Marian Szymański - Formowanie płyt azbestowo-cementowych na maszynach z sitami cylindrycznymi	83

Józef Flizikowski
Andrzej Jazdon
Józef Witka

BADANIE TRWAŁOŚCI BEZSTOPNIOWYCH PRZEKŁADNI IMPULSOWYCH
STOSOWANYCH W MASZYNACH ROLNICZYCH
CZ. I

W artykule zaprezentowano metodę określania trwałości bezstopniowych przekładni impulsowych, w pierwszej części zgodnie z teorią niezawodności maszyn, w drugiej - w oparciu o analizę funkcjonalności i zdatności zadaniowej. Metoda analizy funkcjonalno-zadaniowej pozwala, po uprzednim przyjęciu kryteriów celu, wyznaczyć i dobrać taki zbiór warunków eksploatacji, dla którego trwałość jest najkorzystniejsza.

1. WPROWADZENIE

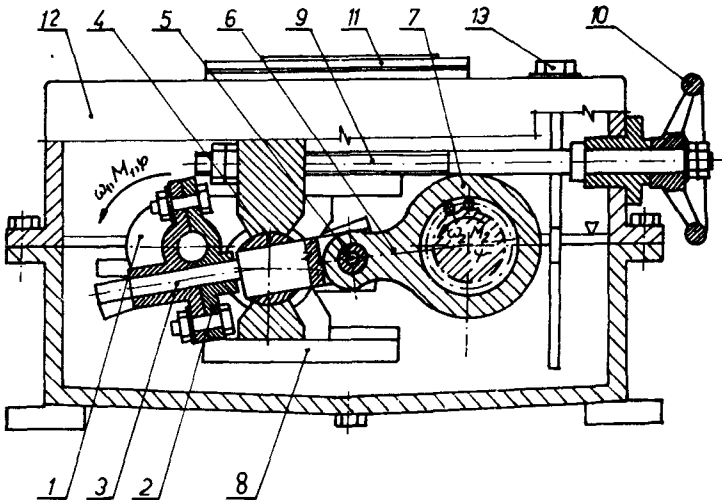
Bezstopniowe przekładnie impulsowe /BPI/ pomimo swych niewątpliwych zalet posiadają w chwili obecnej jeszcze dość ograniczony zakres zastosowań, głównie ze względu na kinematyczną i dynamiczną nierównomierność biegu wału wyjściowego przekładni, stanowiącą źródło wymuszonych drgań skrętnych w układzie napędowym. Ponadto duża różnorodność i złożoność zjawisk związanych z rewersyjnością ruchów niektórych ogniw i ich skojarzeń wywołuje szereg niekorzystnych procesów zużyciowych, decydujących o niewysokiej trwałości i niezawodności działania tych przekładni. Prowadzone w ciągu ostatnich lat, szczególnie za granicą, dość intensywne badania, zarówno całych przekładni, jak również wchodzących w ich skład podzespołów, nie doprowadziły jeszcze do pełnej syntezy wspomnianych zjawisk, wiele problemów pozostaje nadal nie wyjaśnionych.

Przedmiotem badań, podjętych w Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy, było przeprowadzenie pomiarów na stanowisku do badania wolnobieżnych układów napędowych, dokonanie analizy funkcjonalnej i trwałościowej BPI-8001/06 wytwarzanych przez "Agromet-Inofama" Zakład w Mogilnie.

Przekładnie te charakteryzują następujące parametry:

- maksymalna moc przenoszenia - 1,5 kW,
- prędkość kątowa wału wejściowego - 157 rad/s,
- prędkość kątowa wału wyjściowego regulowana w sposób ciągły w zakresie od 1,5 do 15,7 rad/s,
- sprawność - do 90%.

Zasadnicze elementy badanej przekładni pokazano na rysunku 1. W przekładni tej napęd przenoszony jest z wykorbionego wału wejściowego 1 po-



Rys.1. Schemat konstrukcyjny BPI 8001/06 z trzema mechanizmami impulsowymi; 1-wał wejściowy, 2-panewki, 3 - łącznik, 4-przegub, 5-sworzeń, 6-ramię, 7-sprzęgło jednokierunkowe, 8-prowadnica, 9-śruba regulacji, 10-pokrętło, 11 - wskaźnik prędkości, 12-korpus, 13-wskaźnik oleju

przez jarzma 2, tworzące węzeł cierny z dźwignią 3, podpartą w przegubie ślizgowym 4, a z niej na ramię obejmę 6 poprzez sworzeń 5. Ramię obejmę 6 stanowi integralną część sprzęgła jednokierunkowego 7, osadzonego na wale wyjściowym. Wartość przełożenia kinematycznego nastawia się śrubą 9, którą przesuwają przegub 4 z obudową w prowadnicach 8. W zależności od usytuowania środka obrotu przegubu 4 względnie środka obrotu przegubu 5, otrzymuje się równą wartość amplitudy wahań ramienia 6, a dzięki temu różną prędkość kątową wału wyjściowego przekładni. Pokrętło 10 służy do obracania śrubą 9, natomiast orientacyjne wartości prędkości kątowej wału wyjściowego można odczytać na tabliczce 11 umieszczonej w górnej części korpusu 12. Zasadnicze pary współpracujące ciernie są umieszczone w oleju, którego poziom sprawdza się za pomocą wskaźnika 13.

Przekładanie tego typu znalazły zastosowanie w układach napędowych maszyn i urządzeń, którym stawiane są wymagania bezstopniowego sterowania prędkością z zachowaniem wysokiej sprawności, równomierności biegu i pewności działania. Jako przykłady należy wymienić układy napędowe mieszarek, dozowników, przenośników, transporterów oraz podajników w układach technologicznych maszyn i urządzeń rolniczych, a coraz częściej w maszynach papierniczych, tekstylnych, przetwórstwa tworzyw sztucznych, cie-

piównicznych, drzewnych i robotach przemysłowych.

2. DZIAŁANIA BADAWCZE

W badaniach trwałościowych BPI przyjęto następujące założenia:

1. Funkcjonalność przekładni będzie określona nie jako sposób wyznaczenia zadanych funkcji, lecz jako niedokładność w ich realizacji. Podstawową charakterystykę określającą jakość realizowanych przez przekładnie funkcji może być założona dokładność przełożeń ω_2/ω_1 , uzyskiwana w różnym zakresie prędkości wyjściowej ω_2 oraz przy różnych obciążeniach momentami obrotowymi. Z przeprowadzonych analiz procesu eksploatacji wynika, że realizowana przez przekładnie funkcja obarczona jest pewnym błędem - głównie w zakresie charakterystyki obciążeniowej $i=f/M_2/$. Ustalono, że niedokładność w spełnianiu założonych dla przekładni zadań zależy od wielkości momentu obrotowego, jego amplitudy i częstotliwości zmian widma obciążającego.
2. Trwałość przekładni zależy od czasu uzyskiwania przez przekładnie stanu granicznego, po osiągnięciu którego przekładnia z przyczyn technicznych lub ekonomicznych nie będzie mogła lub nie powinna być dalej użytkowana. Stan graniczny winien być dla każdego obiektu określony w dokumentacji technicznej. Ponieważ w dokumentacji BPI nie określono ich stanu granicznego, przyjęto w niniejszych badaniach następujące kryteria oceny tego stanu:
 - obniżenie o 25% prędkości wyjściowej na poszczególnych nastawieniach układu regulacji, przy działającym obciążeniu $M_2 = 90\% M_{2 \max}$, w stosunku do teoretycznie wyznaczonej wartości prędkości dla rozpatrywanego nastawienia,
 - wystąpienie uszkodzeń o cechach krytycznych uniemożliwiających realizację funkcji przekładni oraz powodujących potrzebę przeprowadzenia kompletnego demontażu przekładni i wykonania naprawy, w toku której zajdzie potrzeba wymiany lub regeneracji istotnych elementów przekładni:
 - korpus - część górna lub dolna,
 - wał potrójnie wykorbiony,
 - wał wyjściowy,
 - wałek wodzący - wahacz,
 - obejma i elementy sprzęgła,
 - przegub przesuwny.

Przedstawione wyżej kryteria stanu granicznego BPI traktowano alternatywnie, wystarczyło spełnienie tylko jednego kryterium, aby uznać osiągnięcie przez badaną przekładnię, stanu granicznego.
3. Ocenę niezawodności BPI związaną z analizą uszkodzeń występujących w toku ich użytkowania, czasu pracy między uszkodzeniami, czasu i kosztu odnowy, w konsekwencji wyznaczając ogólnie przyjęte

wskaźniki niezawodności. Badane przekładnie zaliczyć można do klasy odnawialnych obiektów technicznych. Dla scharakteryzowania niezawodności badanych przekładni przyjęto następujące wskaźniki [2]:

- wartość oczekiwaną przebywania przekładni w stanie zdatości, tj. w stanie, w którym wykonywać ona będzie funkcje z charakterystykami określonymi w dokumentacji technicznej:

$$E(t) = \int_0^{\infty} t f(t) dt \quad /h/ \quad (1)$$

lub w sposób przybliżony:

$$E(t) \approx \frac{1}{n} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^{n_j} t_{i,j} \quad /h/ \quad (2)$$

gdzie:

- t - czas badań
- $f(t)$ - funkcja gęstości zmiennej losowej,
- $t_{i,j}$ - czas pracy między i -tym a $(i-1)$ uszkodzeniem w j -tej przekładni,
- n - liczba uszkodzeń w badanych BPI.

- parametr strumienia uszkodzeń wyrażony przez średnią liczbę uszkodzeń na jednostkę pracy:

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n_i \cdot \Delta t}{N \cdot T} \quad (3)$$

gdzie:

- Δn_i - liczba zarejestrowanych uszkodzeń w rozpatrywanym przedziale czasu Δt ,
- N - liczba uszkodzeń badanych skrzyni,
- T - czas pracy, do którego prowadzono badania /h/,

- wskaźnik gotowości technicznej rozumiany jako prawdopodobieństwo tego, że w chwili t przekładnia znajduje się w stanie zdatości. Przyjęto stacjonarną wartość tego wskaźnika, do którego dąży funkcja $kg(t)$ ze wzrostem t :

$$kg = \lim_{t \rightarrow \infty} kg(t) = \frac{T_z}{T_z + T_o} \quad (4)$$

gdzie:

- T_z - średni czas pracy między uszkodzeniami,
- T_o - średni czas odnawiania..

- wartość oczekiwana czasu trwania naprawy, charakteryzująca przystosowanie obiektu do wykonywania i usuwania uszkodzeń

$$E /t/ = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^{n_j} \tau_{i,j} \quad /h/ \quad (5)$$

gdzie:

$\tau_{i,j}$ - i-ta realizacja czasu trwania naprawy w j-tej przekładni,

$n = \sum_{j=1}^N n_j$ - ogólna liczba napraw badanych N-przekładni w rozpatrywanym czasie,

- średni koszt naprawy przekładni:

$$c = \frac{\sum_{j=1}^N \sum_{i=1}^{n_j} c_{i,j}}{\sum_{j=1}^N z_j} \quad \text{zt/naprawę} \quad (6)$$

gdzie:

$c_{i,j}$ - koszt przeprowadzenia i-tej naprawy w j-tej przekładni

z_j - liczba przeprowadzonych napraw j-tej przekładni w czasie badań,

- względny wskaźnik kosztów odnowy:

$$K_o = \frac{\sum_{j=1}^N /c_{rj} + c_{ej}/}{\sum c_p} \quad (7)$$

gdzie:

c_{rj} - wartość nakładów na robociznę, odnów w j-tej przekładni,

c_{ej} - koszt wymienionych w tym okresie elementów w j-tej przekładni,

c_p - wartość /cena/ badanych przekładni,

- jednostkowy koszt odnowy:

$$K_k = \frac{\sum_{j=1}^N /Cr_j + Ce_j/}{\sum_{j=1}^N t_j} \cdot (zt/h) \quad (8)$$

gdzie:

t_j - praca j-tej przekładni osiągnięta w rozpatrywanym okresie badań.

Dokładność oszacowania tych wskaźników zależna jest od ilości zebranych w toku badań danych, co wiąże się z liczbą badanych przekładni oraz warunkami i czasem trwania takich badań.

4. Do rejestracji, przetwarzania i ogólnej analizy wyników badań zastosowano specjalne nośniki informacji. Podstawowy zbiór informacji źródłowych zawierał następujące grupy danych:

- dane pozwalające na identyfikację badanych przekładni oraz ich elementów,
- dane o użytkowaniu /ilość wykonanej pracy, jej charakter, warunki itp./,
- dane o uszkodzeniach /nazwa oraz liczba uszkodzeń zespołów i elementów, charakterystyka postaci i przyczyn uszkodzeń itp./,
- dane o naprawach /sposób naprawy, czasy, koszty itp./.

O ile rodzaj rejestrowanych danych decyduje o merytorycznej wartości informacji, o tyle przyjęta postać nośników informacji ma decydujący wpływ na technikę zbierania, a później przetwarzania danych. W omawianych badaniach zastosowano kodowane formularze kart rejestracji [3]. Zaproponowany sposób rejestrowania danych z badań charakteryzuje się następującymi zaletami:

- jednorodność rejestrowania danych,
- duża pojemność,
- prosty i łatwy zapis,
- czytelność i jednorodność zapisu, co znacznie ułatwia sam proces rejestracji, jak i merytoryczną oraz formalną kontrolę poprawności rejestrowanych danych,
- krótki czas rejestracji danych.

"Karty rejestracji pracy, uszkodzeń, postojów i napraw przekładni bezstopniowej" znacznie ułatwiły ocenę statystyczną zdarzeń w programowanych badaniach trwałości BPI. W stanowiskowych-programowanych badaniach przekładni traci się wiele informacji z zakresu sposobu wykorzystania oraz warunków naturalnej ich eksploatacji, a także o występujących w tych warunkach uszkodzeniach. Aby lukę tę uzupełnić przeprowadzono dodatkowe badania u użytkowników BPI 8001/06. Podobnie jak w programowanych badaniach trwałości przyjęto, że rejestracja danych przeprowadzona będzie na kodowych formularzach ankiet [3]. Badania ankietowe

przeprowadzono za pośrednictwem przeszkolonych ankierów w formie tzw. czynnej ankietyzacji.

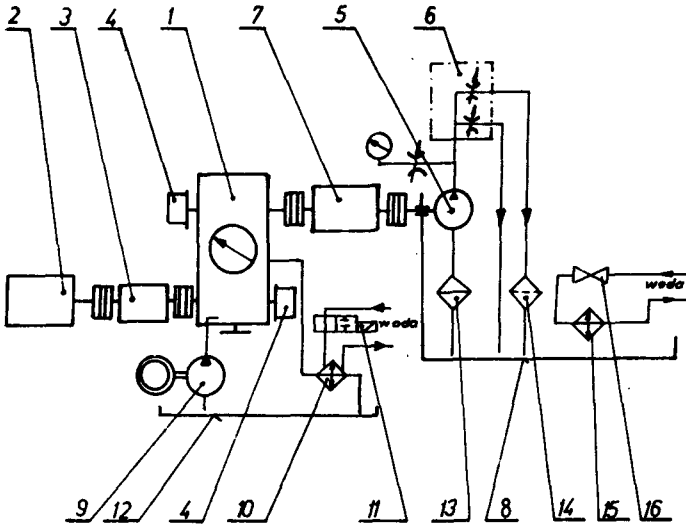
5. Ze względu na cel badań stanowiskowych zaproponowano zdeteminowany program wymuszania obciążeń, ujmujący jednak udziały procentowe wymuszeń w zakresie opisanym funkcją ciągłą, bez zachowania losowej kolejności następowania po sobie poszczególnych obciążeń. Program obciążenia przekładni na stanowisku badawczym, podczas badań trwałościowych przedstawiono w tabeli 1. Okres programu obejmuje 10 godzin.

Tabela 1
Program obciążenia przekładni na stanowisku
badawczym

Zakres regulacji ω_2 /rad/s/	Czas pracy dla danego zakresu regulacji /min/	Obciążenie wału wyjściowego /Nm/
1,5	54	160
4,0	252	140
8,5	138	120
11,5	78	100
13,5	30	80
15,7	48	60

Badane przekładnie obciążano przez wał wyjściowy momentem obrotowym, powstającym przy dławieniu przepływu w przewodzie tłocznym hydraulicznego silnika obiegowego typu Orbit /rys.2/.

Przekładnia badana 1 /rys.2/ napędzana jest silnikiem elektrycznym 2 przez umieszczony po stronie wału wejściowego momentomierzem 3. Do wału wejściowego podłączony jest przetwornik prędkości kątowej 4. W taki sam przetwornik 4 wyposażono wał wyjściowy, który jest obciążany układem hamulca hydraulicznego 5. Przepływ oleju dławiony jest zaworem podwójnym 6. Po stronie wału wyjściowego umieszczono momentomierz 7. Po zrealizowaniu dziesięciogodzinnego okresu programu wypełniano "Karty rejestracji ..." , oraz weryfikowano stan niedokładności zadanej funkcji $\omega_2 = f / M_2 /$. Co 50 godz. dokonywano pomiarów geometrycznych cech elementów przekładni, sprawdzano stan warstwy wierzchniej oraz cechy dynamiczne połączeń śrubowych.

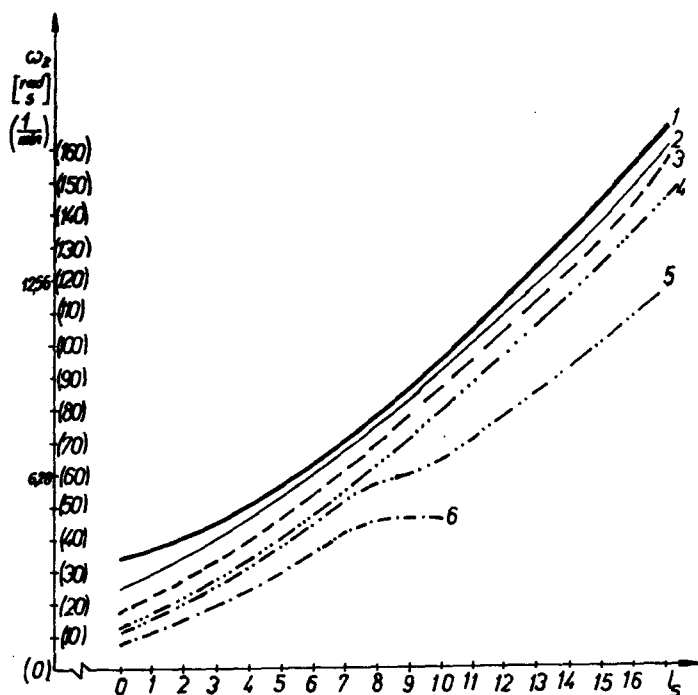


Rys.2. Schemat stanowiska hamulcowego: 1-przekładnia, 2-silnik, 3-momentomierz, 4-przetwornik E-21 CPCC, 5- silnik SR-160, 6-zawór dławiący podwójny, 7-momentomierz 8-zbiornik, 9-pompa smarowania, 10-chłodnica, 11-zawór elektromagnetyczny, 12-zbiornik, 13-filtr ssania, 14-filtr spływu, 15-wężownica, 16-zawór wodny

3. OMÓWIENIE WYNIKÓW BADAŃ

Podstawowym zagadnieniem, które należy rozwiązać w badaniach trwałości BPI 8001/06 jest ustalenie poziomu niedokładności realizacji zadanej tym przekładniom funkcji. Jeżeli założymy, że przekładnie tego typu mają być użytkowane ze sprawnością mechaniczną 99%, tj. z niesprawnością 1,0%, wówczas okaże się, że nie spełniają one tak postawionego zadania. Ogólnie wiadomo, że przekładnie cierne w najbardziej sprzyjających warunkach osiągają sprawność ok. 90%. Jeżeli ten warunek wykorzysta się do oceny BPI to okaże się, że jest taki zakres regulacji przełożenia kinematycznego i dynamicznego, w którym sprawność 90% można uzyskać.

Badane przekładnie zmieniają prędkość wału wyjściowego pod działaniem momentu zewnętrznego /rys.3/. Na rysunku 3 linia 1 odpowiada zmianom prędkości wału wyjściowego z funkcji zakresu regulacji /liczby obrotów pokrętki regulacji 0 - 18 obr./ bez obciążenia zewnętrznego. Pozostałe linie odpowiadają stanom prędkości wału wyjściowego dla działających momentów zewnętrznych M_2 . Jednocześnie należy zaznaczyć, że zmiany prędkości kąto-

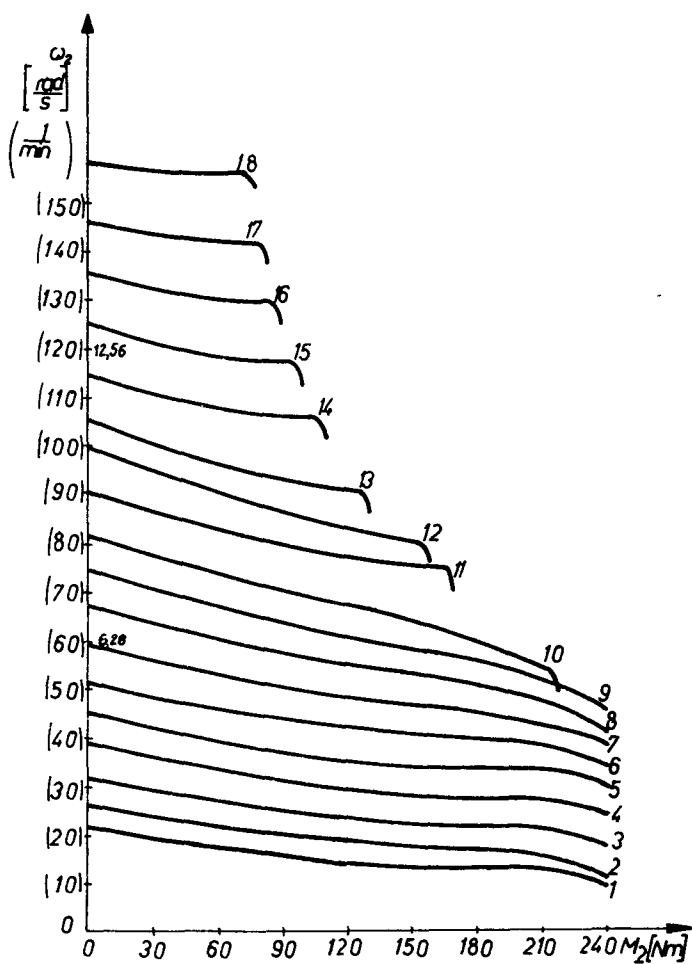


Rys.3. Prędkość kątowna wału wyjściowego w zależności od zakresu regulacji $1/g$ dla ustalonego obciążenia zewnętrznego: 1-bez obciążenia, 2-80 Nm, 3-100Nm, 4-120 Nm, 5-140 Nm, 6-160 Nm

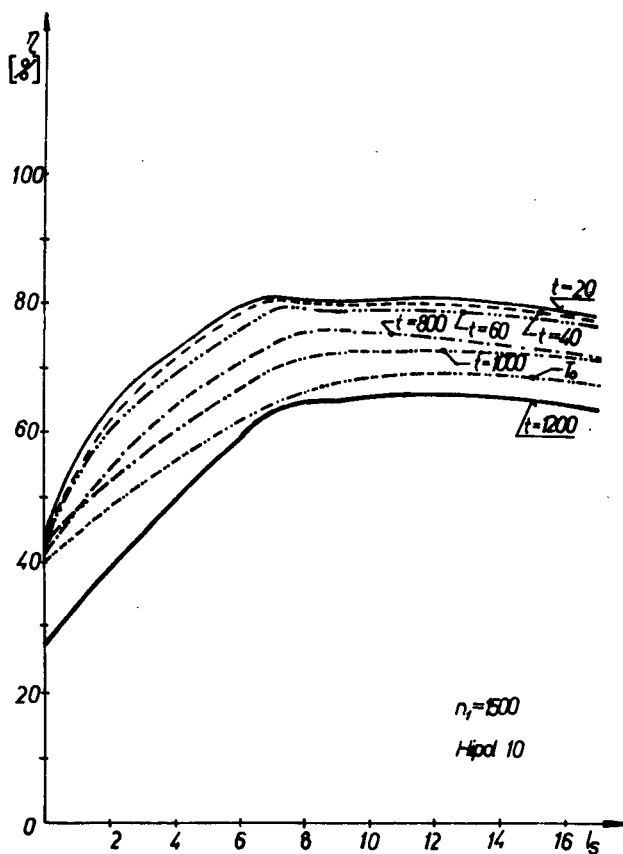
wej wału wyjściowego, dla poszczególnych nastawień pokrętki regulacji od 0 - 18 są do pewnego momentu funkcją ciągłą /rys.4/ [3].

Przebieg maksymalnych sprawności, jakie uzyskano w badaniach trwałości BPI 8001/06 dla chwili T_0 , po 20 ... 1200 godzinach badań, pokazano na rysunku 5. W chwili wprowadzenia do badań sprawność wybranej przekładni nie przekraczała 70% /przebieg T_0 /. Ale już po dwóch okresach programu badawczego, sprawność przekładni dochodziła w znacznym zakresie regulacji do ponad 80%. Stan taki utrzymywał się aż do 800 godz. pracy wg programu, tj. 80 okresów. Następnie zarejestrowano istotne zmiany sprawności maksymalnej, a przy 1200 godz. badań nie przekraczała ona 65% /linia t = 1200/. Badania trwałości bez określenia granicy niedokładności realizacji zadanej funkcji sprawności nie pozwalają na przeprowadzenie oceny ilościowej i jakościowej uszkodzeń. Znajomość stanów przełożenia dynamicznego $i_d = M_2/M_1$ oraz przełożenia kinematycznego $i_k = \omega_2/\omega_1$ pozwala obliczyć sprawność wg zależności:

$$\eta = i_d \cdot i_k \quad (9)$$



Rys.4. Przebiegi prędkości wyjściowej dla
wybranych zakresów regulacji 1 -
- 18 w zależności od narastającego
momentu zewnętrznego M_2



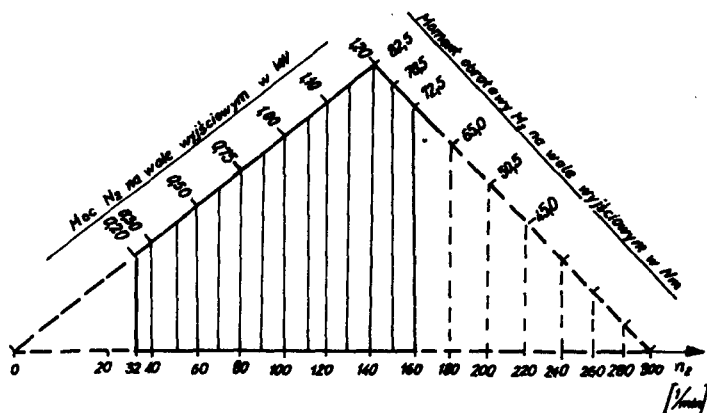
Rys.5. Przebiegi sprawności dla
wybranych okresów badań
 $T_0 = 0, t = 20 \dots t=1200$
godz. w zależności od
zakresu regulacji BPI
8001/06

Sprawność jest w tym przypadku skutkiem zewnętrznym zjawisk zachodzących w przekładni.

Identyfikacja i rejestracja danych określających stany wejścia i wyjścia wymaga zastosowania takiej metody badań, w której pomiarom podlegają chwilowe wartości prędkości kątowych oraz momentów obrotowych wału wejściowego i wyjściowego.

Z uwagi na to, że chwilowe wartości wymienionych wyżej parametrów ruchu stanowią zbiór wartości losowych, opracowanie ich wymaga zastosowania metod statystycznych. Ponadto występują trudności w budowaniu modelu dynamicznego i trybologicznego badanych przekładni, na podstawie aktualnego stanu wiedzy. Analizę sprawności należy więc prowadzić w oparciu o badania doświadczalne, z uwzględnieniem czynników istotnie wpływających na sprawność. Analiza przeprowadzona w pracy [1] pozwala stwierdzić, że sprawność jest kryterium ważnym ale niewystarczającym w przypadku bezstopniowych przekładni impulsowych. Aby właściwie ocenić niedokładność realizacji zadanych funkcji w BPI, należy jednocześnie rozpatrywać sprawność i nierównomierność biegu dla chwilowych stanów przełożenia kinematycznego i dynamicznego. Z uwagi na rozbudowaną teorię nierównomierności biegu BPI, zagadnienie to zostanie przedstawione w odrębnej publikacji.

Badania przeprowadzone na podstawie ustaleń zawartych w pracy [1] z obciążeniem zewnętrznym nie większym niż 82,5 Nm, w okresie badań 2200h, istotnie poprawiły stan sprawności przekładni. Pomimo długiego okresu badań, spadek sprawności nie przekraczał 12% w stosunku do maksymalnych wartości uzyskiwanych po procesie docierania. Warunek ograniczonego momentu wynika z dopuszczalnych naprężeń statycznych na powierzchni kontaktu rolek i gwiazdy sprzęgła jednokierunkowego w węzle wyjściowym [4] /str.335/. Wykorzystując ten warunek oraz wyniki przeprowadzonych badań wykonano charakterystykę obciążeniową BPI 8001/06 przydatną użytkownikom tych przekładni, a przedstawioną na rysunku 6. Wynika z tego do-



Rys.6. Charakterystyka obciążeniowa badanej przekładni.

Linia ciągłą zaznaczono obecny zakres regulacji prędkości wyjściowej

datkowe spostrzeżenie, że aby zwiększyć trwałość przekładni, przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej sprawności, należy ograniczyć zakres obciążenia momentem zewnętrznym. Wprawiając dodatkowe sprzęgło przeciążeniowe lub stosując te przekładnie w układach napędowych o momencie obrotowym mniejszym od 82,5 Nm, można spełnić powyższy warunek.

4. WNIOSKI

Czas trwania badań 1200 h wynika z dominującego sposobu użytkowania tych przekładni w układach napędowych kolumn parnikowych. Czas ten jest równy sześcioletniemu okresowi eksploatacji kolumn parnikowych - urządzeń wykorzystywane są sezonowo.

Badania trwałości bezstopniowych przekładni impulsowych /BPI 8001/6/ podporządkowane zasadom naturalnego wykorzystania, pozwalają sformułować jedynie wstępne wnioski. Dla ich potwierdzenia i pogłębienia niezbędne jest prowadzenie dalszych badań wg metodyki opartej na założeniach przedstawionych w niniejszej pracy, uzupełnionych o jednorodną definicję sprawności oraz nierównomierności biegu w odniesieniu do BPI, jak również uwzględniając inne rodzaje użytkowania, przewidziane dla przekładni mechanicznych.

Na podstawie dotychczasowych badań można stwierdzić, że średnia trwałość przekładni wynosi 1200 h. W zależności od sposobu wykorzystania oraz warunków eksploatacji przedział trwałości będzie się zmieniał w funkcji obciążenia zewnętrznego, rodzaju czynnika smarującego oraz stanu cech konstrukcyjnych elementów przekładni. Dla programu obciążeń o momencie zewnętrznym nie większym niż 82,5 Nm, przy odpowiednim czynniku smarującym, po 2200 godz. uzyskano spadek sprawności o 12% do stanu po dotarciu. Natomiast dla obciążenia wg programu podanego w tabeli 1 z olejem napędowym jako czynnikiem smarującym - co jest praktykowane przez użytkowników tych przekładni - spadek sprawności wynosił 28% w porównaniu ze stanem po właściwym procesie docierania. Przestrzega się jednocześnie użytkowników tych przekładni, że stosowanie oleju napędowego jako czynnika smarującego jest zjawiskiem niedopuszczalnym, a przy tym szkodliwym ze względu na pogorszenie współpracy par ciernych oraz intensywny spadek sprawności w czasie.

Ponieważ bez założenia dodatkowych parametrów funkcjonalnych, w czasie badań nie stwierdzono uszkodzeń ilościowych, nie istniała zatem możliwość wyznaczenia wartości liczbowych wskaźników niezawodności wg zależności (1 ... 8). Dodatkowe badania prowadzone w odrębnych pracach, pozwalają na sformułowanie kryteriów funkcjonalności, opartych na sprawności i nierównomierności biegu.

Analiza zużycia elementów mechanizmów impulsowych, wykazała zmiany cech geometrycznych nieproporcjonalne do spadków sprawności ogólnej.

Stosowany w przekładni olej Hipol 10, ze względu na szeroki zakres temperatur otoczenia 263 - 303 K oraz charakter pracy sprzęgieł zabiera-

kowych zwrotnych i ich postać konstrukcyjną, jest czynnikiem smarującym obniżającym pewność działania w niskich temperaturach.

Na trwałość i niezawodność BPI istotny wpływ mają warunki eksploatacji i sposób ich wykorzystania. Z powyższego względu niezmiernie istotne jest informowanie użytkowników o zasadach racjonalnego użytkowania oraz o zakresie możliwych zastosowań i warunków pracy. W związku z powyższym w DTR należy zamieszczać charakterystykę obciążeniową, np. o postaci podanej na rysunku 6, zalecając tym samym ograniczenia w obciążeniu momentem większym niż 80 Nm, bądź wyprowadzić w układzie napędowym sprzęgło przeciążeniowe o odpowiedniej charakterystyce. Za celowe należy uznać działania zmierzające do zmian niektórych cech konstrukcyjnych, szczególnie w zakresie przechodzenia od tarcia ślizgowego do tarcia tocznego oraz powiększania sztywności w węzle mechanizmu impulsowego.

LITERATURA

- [1] Flizikowski J.: Wpływ cech konstrukcyjnych bezstopniowych przekładni impulsowych na charakterystyki ruchowe. Politechnika Gdańska. II 1984
- [2] Jazdon A., Woropay M.: Podstawy eksploatacji maszyn i urządzeń technicznych. Wydawnictwa ATR, Bydgoszcz 1984
- [3] Jazdon A. i inni: Sprawozdania z badań. BPI BZ-28/80, BZ-79/81 ATR Bydgoszcz
- [4] Markusik S.: Sprzęgła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979

LABORATORY TESTS OF SAFE LIFE FOR IMPULSE VARIABLE SPEED TRANSMISSION

Summary

A method of counting safe life for impulse variable speed transmission is presented in this paper. With the aid of formulae /21/, /22/ /Part II/, the calculating of safe life is possible for a required irregularity of speed and efficiency. In Part I, there is presented the theory of operational reliability for impulse variable speed transmission.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ИМПУЛЬСНЫХ ВАРИАТОРОВ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНАХ / I и II части/

Резюме

Из анализа влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на степень неравномерности движения и коэффициент полезного действия вытекает, что пользуясь образцами /21/, /22/ /II часть/ для принятой степени неравномерности и к.п.д., можно определить значения эксплуатационной прочности. В I части представлена теория надёжности действия импульсных вариаторов.

Józef Flizikowski

BADANIA TRWAŁOŚCI BEZSTOPNIOWYCH PRZEKŁADNI IMPULSOWYCH
STOSOWANYCH W MASZYNACH ROLNICZYCH
CZ. II

1. WPROWADZENIE

Z badań trwałości i niezawodności bezstopniowych przekładni impulsowych /BPI/ z trzema mechanizmami impulsowymi [3] wynikała potrzeba rozwiązania zagadnień nierówności biegu tego rodzaju przekładni. Brak opracowań na ten temat utrudniał przeprowadzenie ocen trwałości i niezawodności wyżej wspomnianych przekładni. Trudności te wynikały przede wszystkim z braku możliwości przewidywania stopnia nierównomierności biegu na podstawie zależności kinematycznych, bez uwzględniania czynników dynamicznych i trybologicznych. W trakcie tych badań stwierdzono, że w wyniku złożonych zjawisk zużycia elementów oraz wpływu obciążenia na nierównomierność biegu, przekładnia przechodziła ze stanu zdatności do stanu niezawodności. Dla rozwiązania zagadnień oceny trwałości tego rodzaju przekładni wygodnym jest określenie tzw. zdatności zadaniowej. Jeżeli założymy, że zadanie BPI polegające na przenoszeniu strumienia mocy realizowane jest przy odpowiednio wysokim poziomie sprawności i niskiej nierównomierności biegu, to w metodyce badań najważniejszym zagadnieniem staje się wyznaczenie sprawności i nierówności biegu. Nierówność biegu BPI jest przyczyną wielu nieporozumień między wytwórcą a użytkownikiem, ze względu na niejednoznaczne interpretowanie jej przez obie strony. Zagadnienia nierówności biegu BPI nie doczekały się również odpowiedniego rozwiązania naukowego. Dotychczas panujące przekonanie, że o nierównomierności biegu decydują cechy geometryczne mechanizmów impulsowych - co umożliwia wyznaczenie stopnia nierównomierności biegu z zależności kinematycznych - należy uznać za niewłaściwe.

Na nierównomierność biegu oraz sprawność BPI wpływa znacznie większa liczba czynników konstrukcyjnych, wytwórczych oraz eksploatacyjnych. Wpływ tych czynników dotychczas nie został opisany w dostępnej literaturze.

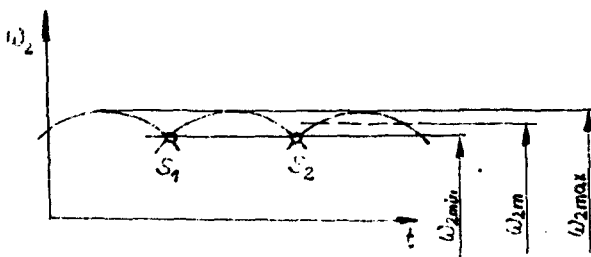
Poza wątpliwościami ogólnymi trudno jest na podstawie obecnego stanu wiedzy odpowiedzieć na pytanie o zależności bardziej szczegółowe, dotyczące wpływu na sprawność i nierównomierność biegu:

- liczby mechanizmów impulsowych,
- wybranych geometrycznych, materiałowych i dynamicznych cech konstrukcyjnych tych mechanizmów,
- liczby elementów zaciskowych w sprzęgłach zwrotnych,
- rodzaju pary, bądź par ciernych,
- temperatury, lepkości i rodzaju czynnika smarnego,
- względnego ustawienia środka obrotu przegubu ślizgowego,
- obciążenia zewnętrznego,
- przełożenia kinematycznego itp.

Pytania te nie wyczerpują zbioru czynników wpływających na nierównomierność biegu i sprawność BPI, wskazują jednak różnorodność możliwych przyczyn zmian pewności działania tych przekładni.

2. ZAGADNIENIA NIERÓWNOMIERNOŚCI BIEGU I SPRAWNOŚCI BPI

W pracach wielu autorów zakłada się, że prędkość kątową wału wyjściowego BPI lub bezwymiarowy stosunek prędkości ω_2/ω_1 można wykreślić w zależności od kąta obrotu wału wejściowego lub czasu t /rys.1/. Z tak



Rys.1. Prędkość kątowa wału wyjściowego BPI w zależności od czasu t dla przekładni o trzech mechanizmach impulsowych

powstałego wykresu określa się wartości maksymalne oraz minimalne badanych wielkości, służące do wyznaczania nierównomierności biegu [4].

$$\omega_{2\max} \quad \text{lub} \quad \omega_2/\omega_1 \quad \max$$

$$\omega_{2\min} \quad \text{lub} \quad \omega_2/\omega_1 \quad \min$$

Wartość średniej prędkości kątowej wału wyjściowego ω_{2m} , względnie stosunku ω_{2m}^1/ω_1 wyznacza się z całki pomiędzy punktami wymiany mechanizmów impulsowych S_1 oraz S_2 :

$$\omega_{2m} = \frac{\int_{\varphi_{S1}}^{\varphi_{S2}} \omega_2 / \varphi / d\varphi}{\varphi_{S2} - \varphi_{S1}} \quad (1)$$

oraz

$$\frac{\omega_{2m}}{\omega_1} = \frac{\int_{\varphi_{S1}}^{\varphi_{S2}} \frac{\omega_2}{\omega_1} / \varphi / d\varphi}{\varphi_{S2} - \varphi_{S1}} \quad (2)$$

gdzie:

φ - kąt obrotu wału wejściowego

Ponieważ całkowanie przebiegów teoretycznych uważane jest niejednokrotnie za trudne a planimetrywanie za mało dokładne i pracochłonne, korzysta się w obliczeniach stopnia nierównomierności biegu z następujących dróg rozwiązań [4]:

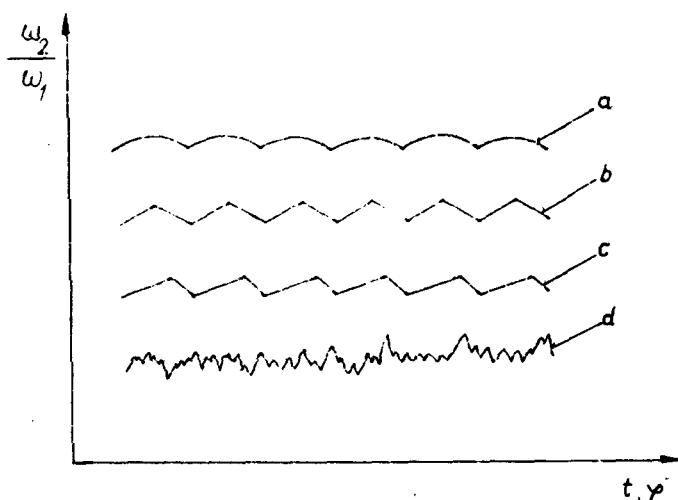
a/ jeżeli obliczeniowo lub rysunkowo znane są różnice kątów obrotu wału wyjściowego $\Delta\Psi = \Psi_{S_2} - \Psi_{S_1}$ oraz wejściowego $\Delta\varphi = \varphi_{S_2} - \varphi_{S_1}$ między dwoma punktami wymiany mechanizmów S_1 i S_2 to:

$$\frac{\omega_{2m}}{\omega_1} = \frac{\Delta\Psi}{\Delta\varphi} = \frac{\Psi_{S_2} - \Psi_{S_1}}{\varphi_{S_2} - \varphi_{S_1}} \quad (3)$$

b/ jeżeli trudno jest określić różnice kątów $\Delta\Psi$ oraz $\Delta\varphi$ a funkcja zmian prędkości kątowej wału wyjściowego między dwoma punktami wymiany mechanizmów przybiera kształt symetrycznego odcinka paraboli, wówczas:

$$\frac{\omega_{2m}}{\omega_1} \approx \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} - \frac{1}{3} / \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} - \frac{\omega_{2min}}{\omega_1} / \quad (4)$$

c/ jeżeli trudno jest określić różnice kątów $\Delta\Psi$ oraz $\Delta\varphi$, a funkcja zmian prędkości kątowej wału wyjściowego między punktami wymiany mechanizmów S_1 i S_2 powtarza się w kształcie litery V /rys.2/, to stosuje się średnią arytmetyczną między wartością maksymalną oraz minimalną:



Rys.2. Zmiany prędkości kątowej wału wyjściowego przekładni impulsowej, a-przebieg paraboliczny, b- przebieg o kształcie litery V, c-przebieg niesymetryczny, pi-łokształtny, d-przebieg rzeczywisty-pomiarowy

$$\frac{\omega_{2m}'}{\omega_1} \cong \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} - \frac{1}{2} / \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} - \frac{\omega_{2min}}{\omega_1} / = \frac{1}{2} / \frac{\omega_{2max}}{\omega_1} + \frac{\omega_{2min}}{\omega_1} / \quad (5)$$

Dla przypadku a lub b oblicza się zwykle wartość stopnia nierównomierności biegu nad średnią i pod średnią wartością prędkości kątowej, odpowiednio Δ_n i Δ_p :

$$\Delta_n = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2m}}{\omega_{2m}} = \frac{\frac{\omega_{2max}}{\omega_1} - \frac{\omega_{2m}}{\omega_1}}{\frac{\omega_{2m}}{\omega_1}} \quad (6)$$

$$\Delta_p = \frac{\omega_{2m} - \omega_{2min}}{\omega_{2m}} = \frac{\frac{\omega_{2m}}{\omega_1} - \frac{\omega_{2min}}{\omega_1}}{\frac{\omega_{2m}}{\omega_1}} \quad (7)$$

Suma obu tych wartości daje łączny stopień nierównomierności biegu:

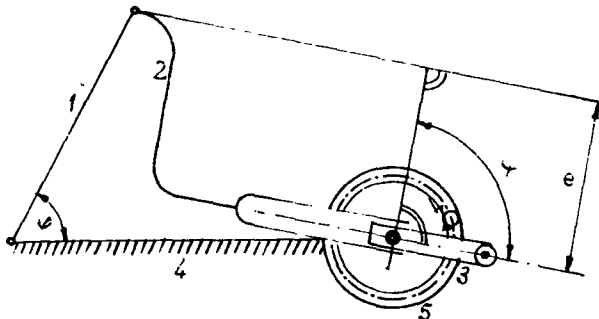
$$\Delta_c = \Delta_n + \Delta_p = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2m}} \quad (8)$$

oraz

$$\Delta_{C_{I/II}} = \frac{\frac{\omega_{2\max}}{\omega_1} - \frac{\omega_{2\min}}{\omega_1}}{\frac{\omega_{2m}}{\omega_1}} \quad (9)$$

W przypadku c przyjmuje się, że $\Delta_n = \Delta_p = \frac{1}{2}\Delta$, pod warunkiem, że obliczenia przeprowadzono według zależności (5)

Dla przekładni z jarzmowymi mechanizmami impulsowymi /rys.3/ prędkość kątową wału wyjściowego wyznaczono z zależności [4]



Rys.3. Schemat mechaniczny jarzmowego BPI, 1-korba o długości l_1 , 2-łącznik o długości l_2 , 3-ramię o długości l_3 , 4- podstawa o długości l_4 , φ -kąt wejściowy, Ψ -kąt wyjściowy, e -przeszczenie, 5-sprzęgło jednokierunkowe

$$\omega_2 = -\omega_1 \cdot \frac{\partial F / \partial \varphi}{\partial F / \partial \Psi} \quad (10)$$

gdzie:

- ω_2 - prędkość kątowa wału wyjściowego,
- ω_1 - prędkość kątowa wału wejściowego,
- F - funkcja ruchu ujmująca długość członów l_1, l_2, l_3, l_4 oraz kąty φ i Ψ w mechanizmie impulsowym,
- φ - kąt obrotu wału wejściowego,
- Ψ - kąt obrotu wału wyjściowego

Przy czym dla przekładni będącej przedmiotem badań otrzymano:

$$F = \cos / \varphi - \Psi / - \frac{1_4}{1_1} \cos \Psi - \frac{e}{1_1} = 0 \quad (11)$$

gdzie:

e - odeległość środka obrotu przegubu ślizgowego od osi wału wyjściowego

oraz

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi} = - \sin / \varphi - \Psi / \quad (12)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \Psi} = \sin / \varphi - \Psi / + \frac{1_4}{1_1} \sin \Psi \quad (13)$$

Przedstawiając zależności (12) i (13) do wzoru (10) otrzymano:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{\sin / \varphi - \Psi /}{\sin / \varphi - \Psi / + 1_4/1_1 \cdot \sin \Psi} \quad (14)$$

Obliczone na podstawie zależności (14) wartości prędkości kątowej wału wyjściowego nie odpowiadają - co do postaci zmienności - rzeczywistemu przebiegowi prędkości tego wału. Obliczone według tej zależności zmiany prędkości odpowiadają postaci pokazanej na rysunku 2a. Natomiast rzeczywiste zmiany prędkości kątowej w zależności od kąta obrotu wału wejściowego pokazano na rysunku 2 - przebieg d.

Często, dla potrzeb technologicznych, ważna jest znajomość wahań prędkości kątowej wału wyjściowego przekładni, stanowiąca np. o wydajności podzespołu technologicznego. W pracy [1] określono stopień nierównomierności biegu wału wyjściowego wg zależności:

$$\frac{\Delta \gamma}{2} = \frac{\sqrt{1/n \sum_1^n / \omega_{zi} - \omega_{2m}^2}}{\omega_{2m}} \cdot 100\% \quad (15)$$

gdzie:

- ω_{zi} - prędkość kątowa wału wyjściowego w i -tym punkcie pomiarowym,
- ω_{2m} - średnia wartość prędkości kątowej wału wyjściowego dla analizowanego odcinka pomiarowego
- n - liczba kolejnych punktów, w których mierzono chwilowe wartości prędkości kątowej np. $1000/2\pi$

Postępowanie takie jest uzasadnione wtedy, gdy nierównomierność biegu przekładni informuje o prawdopodobieństwie wystąpienia wahań prędkości na wyjściu przekładni. Postępowanie takie jest niepełne przy określeniu nierównomierności biegu przekładni jako przedmiotu badań. Pominę - cie wpływu wahań prędkości kątowej wału wejściowego, w badaniach funkcjonalności i trwałości BPI, wprowadza zakłócenia w ocenie aktualnie realizowanego przełożenia kinematycznego.

Przedstawiony zarys nierównomierności biegu BPI nie wyczerpuje wszystkich zagadnień związanych z jej oceną, pozwala jednak sformułować wnioski o potrzebie uporządkowania i ukierunkowania tego problemu.

Pomiary dynamiczne, przy zastosowaniu odpowiednich przetworników i aparatury analizującej pozwalają wyznaczyć chwilowe wartości:

- prędkości kątowej wału wejściowego ω_{1i} ,
- prędkości kątowej wału wyjściowego ω_{2i} ,
- momentu obrotowego na wale wejściowym M_{1i} ,
- momentu obrotowego na wale wyjściowym M_{2i} .

Znajomość chwilowych przebiegów tych czterech charakterystyk umożliwia przeprowadzenie obliczeń chwilowych stanów:

- przełożenia kinematycznego

$$i_{ki} = \frac{\omega_{2i}}{\omega_{1i}} \quad (16)$$

- przełożenia dynamicznego

$$i_{di} = \frac{M_{2i}}{M_{1i}} \quad (17)$$

- mocy na wejściu

$$N_{1i} = \omega_{1i} \cdot M_{1i} \quad (18)$$

- mocy na wyjściu

$$N_{2i} = \omega_{2i} \cdot M_{2i} \quad (19)$$

a w konsekwencji sprawności BPI jako:

$$\eta_i = \frac{N_{2i}}{N_{1i}} = i_{ki} \cdot i_{di} = \frac{\omega_{2i}}{\omega_{1i}} \cdot \frac{M_{2i}}{M_{1i}} \quad (20)$$

Kombinatoryczny układ dużej liczby czynników zmiennych powoduje, że przebiegi prędkości kątowych oraz momentów obrotowych mają charakter lo-

sowy [2]. Zostało to potwierdzone w ramach prowadzonego eksperymentu /rys.2 przebieg d/ oraz przez innych badaczy. Przy założeniu, że sprawność oraz nierównomierność biegu jest zmienną losową o rozkładzie normalnym, można korzystać z następujących zależności:

- przy wyznaczeniu sprawności przekładni:

$$P \left\{ \bar{\eta} - t_{\alpha} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} < \eta_m < \bar{\eta} + t_{\alpha} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \right\} = 1 - \alpha \quad (21)$$

gdzie:

- $\bar{\eta}$ - średnia arytmetyczna η_i próby,
- S - odchylenie standardowe z próby,
- t_{α} - wartość zmiennej t Studenta z tablic dla n-1 stopni swobody,
- 1- α - współczynnik ufności wynoszący 0,95
- η_m - średnia wartość sprawności z ufnością 1 - α .

- natomiast dla nierównomierności biegu BPI [2]:

$$\frac{\Delta_s}{2} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{\omega_2 / \omega_1 / i - \omega_2 / \omega_1 / m}{\omega_2 / \omega_1 / m} \right]^2}}{\omega_2 / \omega_1 / m} \cdot 100\% \quad (22)$$

gdzie:

- Δ_s - średnia wartość stopnia nierównomierności biegu BPI
- n - liczba punktów pomiarowych, np. 256,
- $\omega_2 / \omega_1 / i$ - chwilowa wartość przełożenia kinematycznego,
- $\omega_2 / \omega_1 / m$ - średnia wartość przełożenia kinematycznego dla n punktów pomiarowych.

Takie definiowanie sprawności i stopnia nierównomierności biegu, przy znajomości chwilowych wartości wejścia i wyjścia oraz stanu czynników badawczych, pozwala określić i przewidywać zdatność zadaniową bezstopniowych przekładni impulsowych na zadanym poziomie.

3. WYNIKI BADAŃ

W drugiej części eksperymentu zmodyfikowano program badań wprowadzając chwilowe pomiary dla czterech charakterystyk, po zrealizowaniu dziesięciogodzinnego okresu programu. Ponadto określono i rejestrowano stany cech konstrukcyjnych /program omówiono w I części artykułu/

Pomiary wartości chwilowych dla czterech zakresów przełożenia kinematycznego oraz sześciu poziomów obciążenia zewnętrznego $M_I + M_{VI}/60+160Nm/$ realizowano sto dwadzieścia dwa razy. Wyniki rejestrowano i przetwarzano

wykorzystując system automatycznej rejestracji danych Mini 2 A. Wolińskiego [5]. System ten umożliwia rejestrację danych o stanach chwilowych przekładni z wykorzystaniem taśm perforowanych, co po zastosowaniu odpowiedniego programu obliczeniowego na emc pozwoliło uzyskać zbiór wyników o stanie sprawności i nierównomierności biegu po każdym bloku programu badań. Ponadto wyniki poszczególnych bloków wykorzystano do przeprowadzenia analizy regresji dla zmiennych czynników badań. W pracy niniejszej zamieszczono przykładowe zestawienie wyników sprawności i stopnia nierównomierności biegu dla przełożenia kinematycznego $i_k=0,062$, $M_2=80$ Nm w chwili $t = 100$ h oraz $t = 1100$ h /tabela 1/ dla trzech powtórzeń. Wyniki badań obejmują rozległy materiał. Prezentację ich ograniczają się więc do interpretacji graficznej przebiegów sprawności η_m /rys.4/ oraz stopnia nierównomierności biegu Δ_s /rys.5/ w zależności od czasu i przełożenia kinematycznego. Wykresy wykonano dla środka przedziału średniej wartości sprawności oraz średniej wartości nierównomierności biegu. Dane liczbowe zamieszczono w tabelach 2 i 3.

Na rysunkach 4 i 5 zaznaczono płaszczyznę kryterialną zdatności zadaniowej: dla sprawności $\eta \geq 75$ (P_1) oraz stopnia $\Delta \leq 10\%$ (P_2). Wykresy dotyczą wybranego stanu czynników badawczych: $M_2 = 80$ Nm, $t = 0 - 1200$ h natomiast η_m oraz Δ_s wyznaczono z zależności (21) i (22).

Tabela 1

Sprawność i nierównomierność biegu BPI-8001/06

dla: $i_k=0,062$, $M_2 = 80$ Nm w czasie: $t = 100$ h
 $t = 1100$ h

Lp.	η_m %	Δ_s %	Δ_n %	Δ_p %	Δ_c %	$\Delta_{cI/II}$ %	Δ_y %
$t = 100$ h							
1	76,2-79,4	4,72	3,82	3,82	7,64	7,64	3,99
2	76,1-79,3	4,21	5,29	5,29	10,58	10,58	3,90
3	75,9-78,9	4,73	12,71	12,71	25,42	25,42	4,05
$t = 1100$ h							
4	68,4-72,2	7,28	16,28	16,28	32,56	32,56	6,03
5	68,5-72,7	7,01	11,07	11,07	22,14	22,14	7,00
6	66,1-71,8	6,77	9,53	9,53	19,06	19,06	6,15

η_m - średnia wartość sprawności z ufnością 0,95, Δ_s - średnia wartość stopnia nierównomierności biegu $/n=256/$, Δ_n - stopień nierównomierności biegu nad średnią prędkością wg (6), Δ_p - wg (7), Δ_{cII} - dla wału wyjściowego wg (8), $\Delta_{cI/II}$ - dla przełożenia kinematycznego wg (9), Δ_y - dla wału wyjściowego wg (15)

Tabela 2

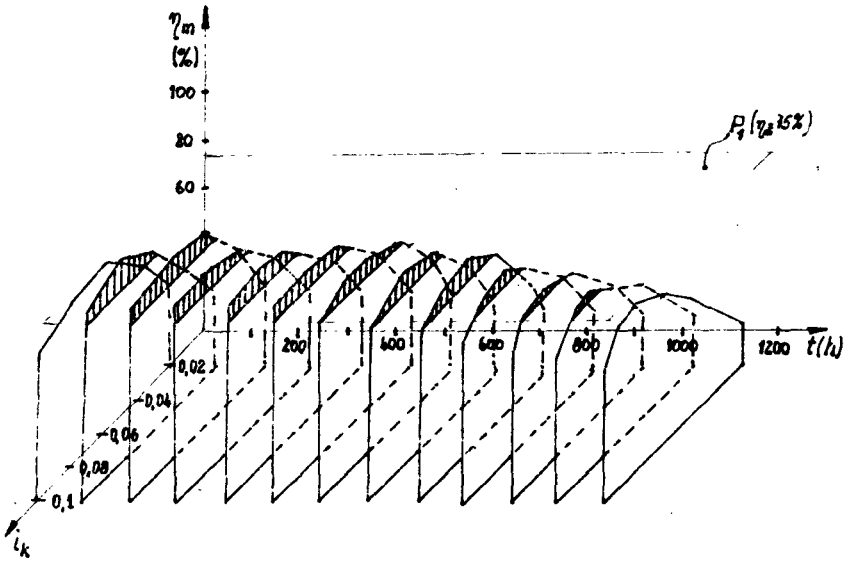
Środki przedziału średnich wartości sprawności BPI w zależności od czasu badań oraz przełożenia kinematycznego $-M_2 = 80 \text{ Nm}$

Lp.	Czas badań /godz./	Sprawność η_m %				
		Przełożenia kinematyczne i_k				
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,1
1	0	24,72	60,17	76,54	72,81	59,8
2	100	28,11	64,29	81,48	82,99	80,33
3	200	30,03	63,1	82,07	81,17	81,76
4	300	32,06	68,82	80,80	83,02	82,00
5	400	31,44	70,53	79,95	84,27	83,19
6	500	29,91	68,22	81,03	82,35	81,13
7	600	27,29	71,66	79,88	79,39	78,25
8	700	27,02	69,71	76,05	78,98	75,59
9	800	26,00	64,12	76,90	79,64	74,23
10	900	25,9	62,72	73,18	78,53	72,7
11	1000	25,22	60,50	69,35	76,67	69,24
12	1100	23,10	55,88	67,74	78,49	68,11
13	1200	23,25	51,19	70,45	78,26	64,90

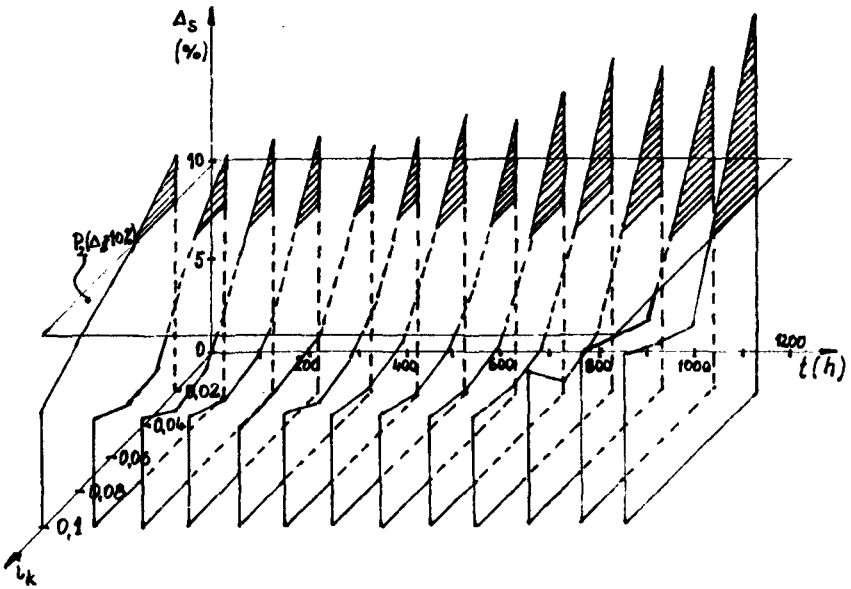
Tabela 3

Średnie wartości stopnia nierównomierności biegu BPI w zależności od czasu badań oraz przełożenia kinematycznego $-M_2 = 80 \text{ Nm}$

Lp.	Czas badań /godz./	Stopień nierównomierności Δ_s %				
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,1
1	0	12,02	10,44	8,11	7,05	5,59
2	100	12,57	9,23	4,51	4,22	5,01
3	200	12,99	8,28	5,19	4,09	5,22
4	300	13,07	7,52	5,08	4,90	5,55
5	400	12,18	8,43	6,11	5,00	4,73
6	500	13,87	7,07	5,22	4,86	8,92
7	600	14,66	8,21	5,77	5,08	4,44
8	700	14,60	7,98	5,10	4,97	6,18
9	800	15,12	9,33	6,04	5,23	6,00
10	900	18,08	10,78	6,29	5,72	8,48
11	1000	17,25	11,19	6,67	6,20	8,07
12	1100	17,10	11,45	7,02	7,46	8,20
13	1200	19,95	13,88	6,94	7,93	8,55



Rys.4. Zmiany średniej sprawności w funkcji czasu i przełożenia kinematycznego, P_1 -płaszczyzna minimum sprawności



Rys.5. Zmiany średniego stopnia nierówności w funkcji czasu i przełożenia kinematycznego, P_2 - płaszczyzna dopuszczalnej nierówności biegu

4. ANALIZA WYNIKÓW

Prezentowane wyniki dotyczą jednego z korzystniejszych przedziałów regulacji przełożenia kinematycznego oraz momentu zewnętrznego wprowadzającego najmniejsze straty energii w przekładni. Sprawność wyznaczana z zależności (21) opisuje przedział liczbowy z ufnością 95-procentową. Nie można więc mówić o stałej wartości sprawności dla zadanych czynników badawczych. Jeżeli zostanie postawiony warunek: aby uznać przekładnię za zdatną, jeżeli jej sprawność będzie większa od 75%, to okaże się, że przedział liczbowy o końcach 76,2% i 79,4% /tab .1/ z ufnością 95-procentową spełnia tak postawione wymaganie. Jeżeli rozpatrzmy przypadek przedziału liczbowego 68,4% i 72,2% /tab .1, po czasie eksploatacji 1100 godz. /, to z ufnością 95-procentową możemy stwierdzić, że przekładnia nie spełnia postawionego kryterium i należy uznać ją za niezdatną. Trzeba jednak pamiętać, że przedziały te określono dla konkretnych warunków badań: $i_k = 0,062$, $M_2 = 80$ Nm oraz, że przekładnia ma postawione równorzędne kryterium: stopień nierównomierności biegu $\Delta_s \leq 10\%$. Metoda wyznaczania stopnia nierównomierności biegu ma wpływ na jego wartość. Dla odpowiednio długiego zapisu prędkości kątowej wału wyjściowego lub przełożenia kinematycznego znajdzie się taką wartość ω_{2max} oraz ω_{2min} , że stopień nierównomierności biegu wyznaczany wg zależności (8) lub (9) będzie przybierał znaczne wartości. Przekładnia badana już po 100 godz. eksploatacji osiągnęła stopień nierównomierności biegu $\Delta_c = 25,42\%$. Przy czym stopień nierównomierności biegu Δ_s oceniany statystycznie wg zależności (22) nie przekraczał wartości 4,73%. Po 1100 godz. eksploatacji stopień nierównomierności biegu Δ_c przyjmował wartości 19,0%. Nie ujmował zjawisk zachodzących w procesie eksploatacji. Wyznaczany wg zależności (22) wykazywał tendencje zgodne ze stanem cech konstrukcyjnych elementów po procesie zużywania, podwyższając wartość do 7,28%. W związku z przypadkowym charakterem trafiania w minimum i maksimum prędkości kątowej w ocenie stopnia nierównomierności biegu zrezygnowano z wszystkich metod bazujących na wartościach ekstremalnych. W metodyce badań trwałości BPI w oparciu o sprawność i nierównomierność biegu, wykorzystano do ich oceny metody statystyczne. Z uwagi na symetryczny przedział sprawności η_m w tabeli 2 podano środki jego wartości liczbowych. Postępowanie to znacznie uprości interpretację graficzną uzyskanych rezultatów /rys.4/. Jeżeli konsekwentnie będzie analizowana przekładnia ze względu na spełnienie kryterium $\eta_m \geq 75\%$, okaże się, że to kryterium zdatności jest spełnione w przedziale czasu i przełożenia kinematycznego:

- $i_k = 0,06$ w czasie od wprowadzenia do eksploatacji do 800 godzin eksploatacji, $M_2 = 80$ Nm,
- $i_k = 0,08$ w czasie od 100 godz. do 1200 godz. użytkowania;
 $M_2 = 80$ Nm,
- $i_k = 0,1$ w czasie od 100 godz. do 700 godz. użytkowania.

W pozostałych zakresach regulacji przełożenia kinematycznego przekładnia nie spełnia postawionego kryterium w całym okresie badań /użytkowania/. Przyjęcie stopnia nierównomierności biegu $\Delta_s \leq 10\%$ jako kry -

terium równorzędnego w ocenie zdatności zadaniowej prowadzi również do wyeliminowania przekładni z użytkowania. Według tabeli 3 oraz rysunku 5 przełożenie kinematyczne 0,02 nie może być realizowane, ponieważ przekładnia osiąga $\Delta_s > 10\%$. Dla przełożenia $i_k = 0,04$, stopień nierównomierności biegu Δ_s jest mniejszy od 10% dopiero po 100 godz. eksploatacji, ale już po 900 godz. jest większy od tej wartości. Spełnienie tego kryterium występuje natomiast dla przełożenia $0,06 \leq i_k \leq 0,1$. Spełnienie obu kryteriów zdatności zadaniowej następuje jedynie dla zakresu przełożenia kinematycznego $i_k = 0,08$ w całym okresie badań, pomijając niską sprawność na początku badań, wynikającą najprawdopodobniej z niewłaściwego docierania przekładni. Potwierdzono jednocześnie wniosek zawarty w I części artykułu, że obciążenie zewnętrzne wału wyjściowego nie powinno być większe od 80 Nm. Przybliżony zakres przełożenia kinematycznego oraz przedziałów czasowych, dla których jest spełnione kryterium sprawności obrazują linie ciągłe na płaszczyźnie P_1 , które należy rzutować na płaszczyznę $P/i_k, t$ /rys.4/. Spełnienie zaś kryterium nierównomierności biegu określa w przybliżeniu przebieg linii pod płaszczyzną P_2 rysunku 5. Wyniki prowadzonych badań pozwoliły również na przeprowadzenie analizy zjawisk trybologicznych i dynamicznych zachodzących w przekładni, a opisywanych zmiennością sprawności i stopnia nierównomierności biegu. Materiały na ten temat zostaną przedstawione w odrębnej publikacji.

5. WNIOSKI

Funkcjonalność przekładni może być określona jako niedokładność w realizacji zadanych funkcji sprawności i nierównomierności biegu.

Nie potwierdzono tezy, że o osiągnięciu stanu granicznego decyduje:

- obniżenie o 25% prędkości wyjściowej na poszczególnych nastawieniach regulacji,
- występowanie uszkodzeń o cechach krytycznych uniemożliwiających realizację funkcji przekładni.

W czasie badań bowiem, tylko dla przełożenia $i_k = 0,02$ nastąpiło obniżenie o 25% prędkości kątowej na wale wyjściowym po 800 godz. eksploatacji oraz nie wystąpiły w tym czasie żadne uszkodzenia o cechach krytycznych.

Występowały natomiast w czasie badań istotne zmiany sprawności i nierównomierności biegu /tab.2 i 3/.

Przy określaniu stopnia nierównomierności biegu na podstawie wartości ekstremalnych otrzymuje się wartości przypadkowe, nie mające ścisłego związku z aktualnym stanem przekładni /tab.1/.

Sprawność przekładni jest zmienną losową zależną od wielu czynników konstrukcyjnych, wytwórczych i użytkowych. Można ją wyznaczyć jedynie w oparciu o metody statystyczne.

Sprawność tak wyznaczona jest przedziałem liczbowym określonym z przyjętą ufnością. Podobnie jak sprawność, również stopień nierównomier-

ności biegu powinien być oceniany statystycznie. Na przykład z wykorzystaniem zależności (22) dla odpowiednio dużej liczby pomiarów chwilowych, np. $1000/2\pi$.

Realizacja zadań napędowych ze sprawnością większą od 75% oraz nie-równomiernością biegu mniejszą od 10% może okazać się dla badanej prze-kładni niemożliwa. Jeżeli możemy obniżyć wartości kryteriów, wtedy zakres wykorzystania zmieni się. Zmieni się on również, jeśli będziemy wymagać spełniania tylko jednego kryterium zdatności zadaniowej.

LITERATURA

- [1] Flizikowski J., Szala J.: Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na nierównomierność biegu. Symposium PKM. Politechnika Warszawska 1983
- [2] Flizikowski J.: Wpływ cech konstrukcyjnych BPI na charakterystyki ruchowe. Dysertacja. Politechnika Gdańska 1983
- [3] Jazdon i inni: Sprawozdanie z badań trwałości BPI. BZ-28/80, BZ-79/81 ATR Bydgoszcz. 1980, 1981
- [4] Looman J.: Schaltwerkgetriebe. Grundlagen und Beispilen. VDI-Richtlinien 2146. Düsseldorf 1974
- [5] Woliński A.: System automatycznej rejestracji danych Mini - 2. DTR , KMRiP Bydgoszcz 1982

Jan Łukasiewicz

ANALIZA PRACY PRASY FORMATOWEJ MASZyny FORMUJĄCEJ
PŁYTY AZBESTOWO-CEMENTOWE

W opracowaniu przedstawiono wyniki badań pracy pras formatowych w maszynach do wytwarzania płyt azbestowo-cementowych. Określono najkorzystniejsze wartości parametrów pracy pras.

1. WPROWADZENIE

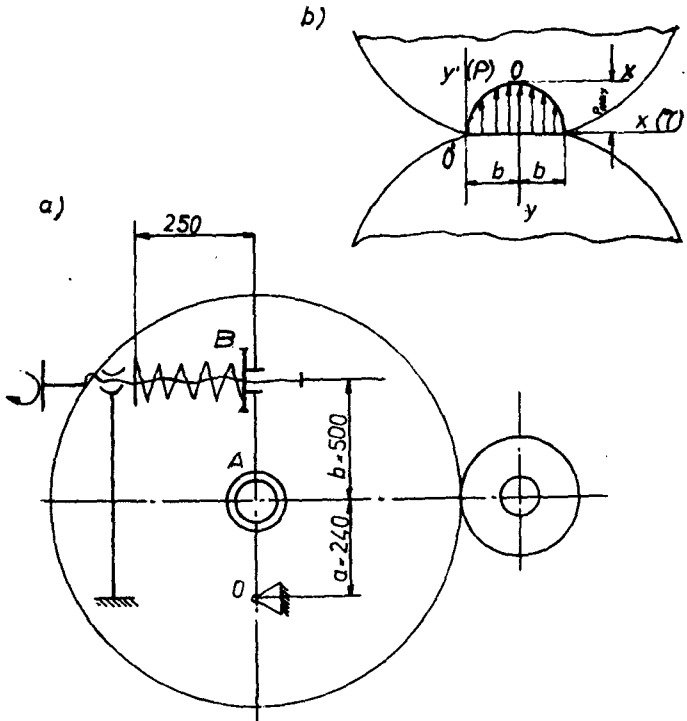
Prasa formatowa maszyny formującej płyty azbestowo-cementowe spełnia jednocześnie trzy zadania; łączy uformowane na sitach cylindrycznych warstwy elementarne, tworząc z nich płytę o określonej długości i grubości, powoduje jej konsolidację i odwodnienie oraz napędza poprzez filc odbierający cylindry sitowe. Praca prasy wywiera istotny wpływ na własności wytwarzanych płyt. W zależności od docisku między jej walcami zmieniają się podstawowe własności użytkowe płyt - wytrzymałość na zginanie, nasiąkliwość i struktura warstwy wierzchniej. Rozkład docisku na szerokości prasy wpływa na równomierność grubości oraz wilgotności uformowanych płyt.

Niżej przedstawiono analizę parametrów oraz wyniki badań pracy tego zespołu, przeprowadzonych na maszynach formujących, wyprodukowanych przez Fabrykę Maszyn Papierniczych "Fampa" w Cieplicach Śląskich.

2. ZJAWISKA ZACHODZĄCE W STREFIE FORMOWANIA I PRASOWANIA PŁYT

Uformowane na powierzchni cylindrów sitowych warstwy elementarne płyty przenoszone są za pomocą filcu odbierającego między walce prasy formatowej. Obszar ich styku z filcem i masą azbestowo-cementową tworzy strefę prasowania. Walec formatowy i współpracujący z nim dolny walec prasy wywierają na przechodzące między nimi filc i warstwy elementarne formowanej płyty naciski, których wartość zmienia się wzdłuż strefy prasowania. Na rysunku 1 przedstawiono schemat budowy prasy formatowej oraz rozkład ciśnienia prasowania wzdłuż strefy prasowania. Ciśnieniem prasowania określa się stosunek nacisku liniowego do długości strefy prasowania.

Górny walec prasy formatowej ma korpus wykonany jako odlew żeliwny z przykręconymi pokrywkami bocznymi, do których przytwierdzone są złączami śrubowymi czopy. Czopy osadzone są w łożyskach tocznych o obudowach zamoco-



Rys.1. Schemat budowy prasy formatowej maszyny formującej produkcji FMP "Fampa" w Cieplicach Śląskich
 a/ prasa formatowa,
 b/ rozkład nacisku wzdłuż strefy prasowania
 1-walec dolny, 2-walec górny, 3-stojak, 4-mechanizm śrubowy regulacji docisku, 5-sprężyna

wanych na ramionach układu dźwigniowego znajdujących się po obu stronach cylindra. Ramiona jednym końcem zamocowane są przegubowo na pionowym stojaku prasy, a drugim końcem połączone są ze śrubowo-sprężynowym mechanizmem dociskowym. Wstęga azbestowo-cementowa nawija się na górny walec formatowy. W miarę wzrostu jej grubości walec unosi się do góry. Po osiągnięciu zadanej grubości wstęgi ruch walca formatowego włącza skrobak przecinający i zdejmujący nawiniętą na walec wstęgę. Powstaje w ten sposób płyta o długości równej obwodowi walca. Dolny walec, o powierzchni pokrytej gumą, opasany filcem odbierającym jest walcem napędzanym. Wprawia on w ruch za pośrednictwem filcu walec formatowy, jak i cylindry sitowe formujące warstwy elementarne wytwarzanych płyt.

Pod wpływem nacisku powierzchnie walcowe, filc i wstęga azbestowo-cementowa odkształcają się tworząc powierzchnię styku, określoną jako strefa prasowania. Długość strefy prasowania zależy od docisku liniowego między walcami, twardości powierzchni walców, filcu i wstęgi azbestowo-cementowej.

Nacisk zbiegających się powierzchni walców prasy na filc i wstęgę azbestowo-cementową powoduje powstanie wewnątrz nich ciśnienia mechanicznego i ciśnienia hydraulicznego w wodzie wypełniającej pory między stałymi składnikami struktury filcu i wstęgi. Po wpływie ciśnienia mechanicznego następuje powiązanie warstw elementarnych we wstęgę o jednorodnej i ciągłej na grubości strukturze. W miarę przesuwania się warstwy w stronę środka strefy prasowania i wzrostu nacisku - zgodnie z rozkła dem na rysunku 1 - wstęga azbestowo-cementowa osiąga stan nasycenia wodą. Od tego momentu zaczyna wzrastać w niej gwałtownie ciśnienie hydrauliczne, powodujące przepływ wody ze wstęgi do filcu, a po nasyceniu jego tkaniny na powierzchnię walców. Istniejący w strefie prasowania gradient ciśnienia hydraulicznego powoduje, że przepływ wody we wstędze azbestowo-cementowej odbywa się nie tylko w kierunku pionowym, lecz również poziomo w kierunku przeciwnym do ruchu filcu. Powstaje wtedy we wstędze, wskutek występującej w niej oporów przepływu, stan napięcia powodujący uszkodzenie jej struktury przejawiające się pęknięciami na powierzchni płyt odbieranych z tunelu wstępnego dojrzewania. Aby zapobiec temu zjawisku należy ułatwić przepływ wody w obszarze strefy prasowania poprzez nacięcie rowków /płytkiego gwintu/ na powierzchni walca formatowego. Umożliwia to stosowanie wyższych nacisków liniowych w prasie i uzyskiwanie tym samym znacznie bardziej zwartej struktury płyt, co zwiększa ich wytrzymałość na zginanie i zmniejsza nasiąkliwość.

Po przejściu filcu i wstęgi azbestowo-cementowej przez linię określającą maksymalną wartość ciśnienia prasowania, następuje rozprężenie się zarówno wstęgi, jak i filcu oraz spadek ciśnienia hydraulicznego. Część wody z filcu może przepływać do wstęgi. Kontakt wstęgi z filcem jest krótki, gdyż natychmiast po wyjściu ze strefy prasowania przylega ona do powierzchni walca formatowego i odrywa się od filcu. Wtórne nawilżanie wstęgi jest więc nieznaczne.

Bardzo ważnym czynnikiem dla prasy formatowej jest równomierny i stały rozkład nacisku liniowego na szerokości prasy. Równomierny docisk między walcami na szerokości prasy jest jednym z decydujących warunków o izotropii własności wytrzymałościowych, grubości i gęstości wzdłuż przekroju poprzecznego płyt. Rozkład docisku między walcami zależy w dużej mierze od pracy układu dociskowego.

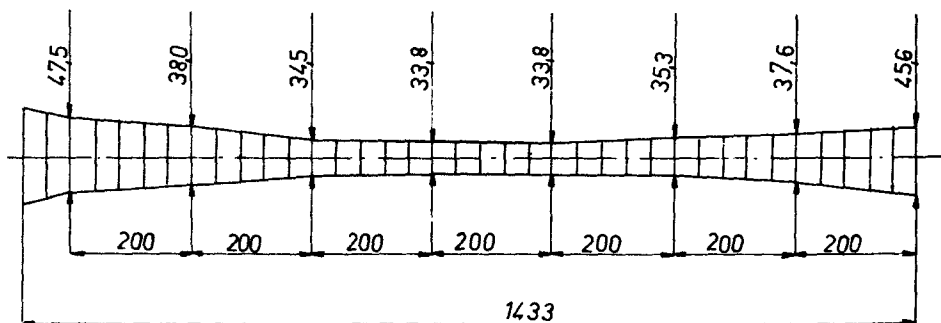
3. BADANIA PRACY PRASY FORMATOWEJ

Badania prasy formatowej przeprowadzono dla stwierdzenia rzeczywistego rozkładu docisku na szerokości prasy oraz rozkładu wilgotności i grubości na szerokości formatowej płyty.

Badania przeprowadzono po dokładnym ustawieniu jednakowych nacisków wywieranych mechanizmami sprężynowo-śrubowymi po obu stronach walca formatowego. Naciski te określono mierząc ugięcie sprężyn dociskowych, których charakterystyki wyznaczono na podstawie pomiarów ugięć i odpowiadających im obciążeń przeprowadzonych na zrywarce przystosowanej do obciążenia

żeń ściskających.

Rozkład docisku między walcami prasy na jej szerokości określono na podstawie kształtu odcisku strefy prasowania. Odcisk wykonano na specjalnym papierze wprowadzonym między walce prasy. W miejscach, gdzie docisk między walcami miał większą wartość, występowało większe odkształcenie powierzchni styku i związana z tym większa szerokość odcisku odwzorowana na papierze, odpowiadająca wymiarom strefy prasowania. Na rysunku 2 przedstawiono zarys odcisku strefy prasowania.



Rys. 2. Odcisk strefy prasowania

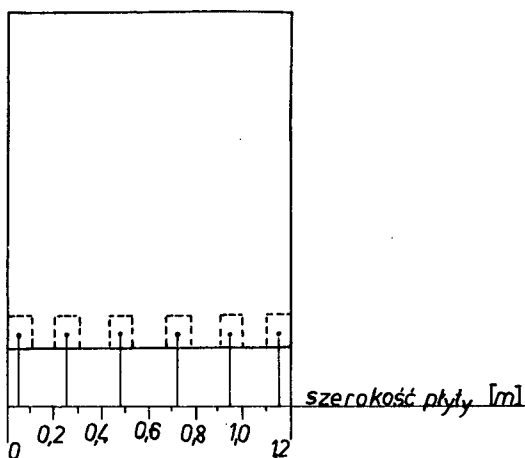
Odcisk przedstawiony na rysunku 2 otrzymano przy wartości docisku liniowego równej 40 kN/m. Różnice długości strefy prasowania uwidoczniłone na nim świadczą o nierównomiernym rozłożeniu docisku liniowego na szerokości prasy. Zjawisko to powodowane jest odkształceniami walców prasy. W środkowej części prasy, gdzie strzałki ugięcia jej walców mają największe wartości występuje najmniejszy docisk liniowy i najmniejsza długość strefy prasowania. Strzałki ugięcia walców wzrastają wraz z obciążeniem wywieranym na walce przez układ dociskowy. Wpływ ugięcia walców na równomierność docisku na szerokości prasy można kompensować stosując walce o specjalnej konstrukcji.

Najprostszym rozwiązaniem konstrukcyjnym takiego walca jest nadanie mu kształtu o ciągłej zmianie przekroju poprzecznego, odpowiadającej zmianie momentu zginającego wzdłuż tworzącej walca. Walce o takim kształcie noszą nazwę walców bombiastych. Kształt walców bombiastych dostosowany jest jednak tylko do określonej wartości obciążenia. Przy obciążeniach odbiegających od tej wartości walec nie zapewnia równomiernego docisku na szerokości prasy. Wadą walców bombiastych jest także nierównomierne na szerokości prasy rozciąganie filcu odbierającego.

Konstrukcje walców z regulowaną strzałką ugięcia, np. walec typu Cüstera, Acra-Nip lub Nipco - nie mają wad takich jak walce bombiaste, lecz są one nieporównanie droższe.

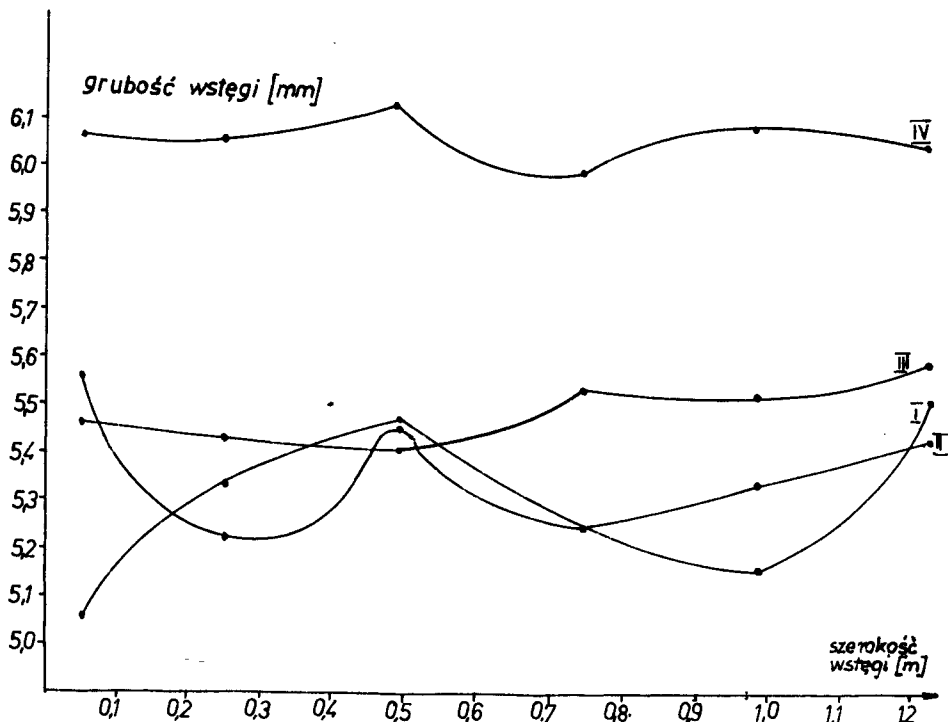
Badania rozkładu na szerokości prasy grubości i wilgotności uformowanych płyt przeprowadzono na podstawie oznaczeń tych parametrów dla próbek wycinanych z płyty przed nadaniem jej kształtu falistego, w miejscach położonych na szerokości płyty, pokazanych na szkicu przedstawionym

na rysunku 3.

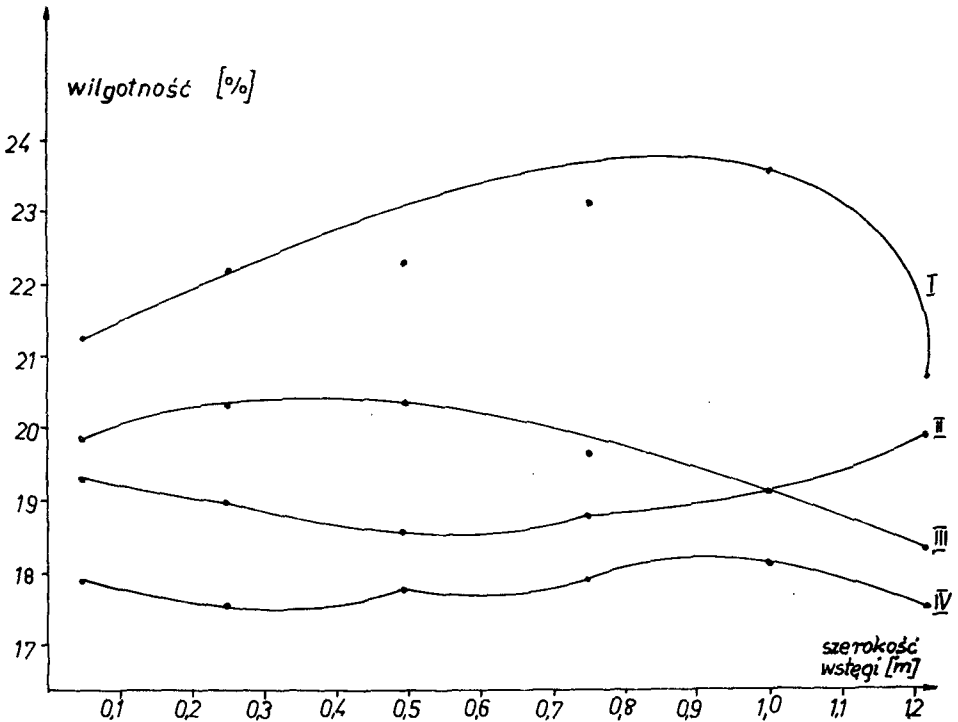


Rys.3. Miejsce pobierania próbek do oznaczeń grubości i wilgotności płyt

Wyniki badań rozkładu grubości i wilgotności uformowanych płyt na ich szerokości przedstawiono na wykresach zamieszczonych na rysunku 4 i 5.



Rys. 4. Rozkład grubości wstęgi na szerokości maszyn formujących 1, 2, 3, 4



Rys.5. Rozkład wilgotności płyt na szerokości maszyn formujących 1,2,3,4

Przebieg zmienności tych parametrów na szerokości maszyny wskazuje, że na ich wartość duży wpływ wywierają zaburzenia procesu formowania warstw elementarnych na powierzchni cylindrów sitowych. Różnice grubości powstałe w wyniku zaburzeń procesu formowania warstw elementarnych, dzięki pewnej sprężystości uformowanych wilgotnych płyt, zachowują się po przejściu przez strefę prasowania prasy formatowej.

Rozkład grubości płyt przedstawiony na analizowanym wykresie ma postać wskazującą na to, że decydujący wpływ na zmianę grubości wytworu wywiera praca sit formujących warstwy elementarne płyt. Utrudnia to przeprowadzenie na podstawie zmian grubości płyty analizy rozkładu docisków na szerokości prasy.

Rozkład wilgotności płyt na szerokości pras badanych maszyn formujących przedstawiono na rysunku 5. Podobnie jak rozkłady grubości zależą one od pracy sit formujących. Dla maszyn formujących oznaczonych numerami 1 i 2 rozkład wilgotności odpowiada zmianom docisku na szerokości pras. Wilgotność ma mniejsze wartości przy końcach walców pras, a więc w strefach, gdzie dociski między walcami osiąągają największe wartości. Dla maszyny formującej oznaczonej numerem 4 otrzymano w przybliżeniu równomierny na szerokości prasy rozkład wilgotności płyt, mimo występujących różnic wartości docisku. Podobne stwierdzenie odnieść można do maszyny formującej oznaczonej numerem 2.

Zastosowane w badanych prasach maszyn formujących dźwigniowe układy dociskowe ze śrubowo-sprężynową regulacją docisku wywierają w czasie formowania płyt na powierzchni walca formatowego zmienne dociski w strefie prasowania. Wartość docisku, określona jest ugięciem sprężyn, które zmienia się wraz z grubością nawiniętej na walec formatowy wstęgi azbestowo - cementowej. Zmiana wartości docisku powodowana tym zjawiskiem wynosiła w badanych prasach około 2,5 kN/m, a więc 6,25% nastawionej wartości docisku.

Przy nastawieniu maksymalnych, ze względu na wytrzymałość wytworu, docisków, opisana wyżej jego zmiana może stać się przyczyną uszkodzenia formowanych płyt.

4. WNIOSKI

Duży wpływ na pracę prasy formatowej wywiera przebieg formowania warstw elementarnych na sitach cylindrycznych maszyny formującej. Zaburzenia w formowaniu warstw elementarnych przejawiające się w zróżnicowanej grubości płyt na szerokości maszyny powodują nierównomierny rozkład docisku w prasie formatowej i stwarzają możliwość miejscowych uszkodzeń struktury płyty w wyniku przekroczenia w tych obszarach dopuszczalnych wartości ciśnienia hydraulicznego w prasowanym wytworze.

Rozkład docisku na szerokości prasy maszyny formującej oceniać należy przede wszystkim na podstawie odcisku strefy prasowania lub bezpośrednich pomiarów jego wartości.

Przy stosunkowo małej szerokości prasy i wartości stosowanego docisku walce pras formatowych badanych maszyn mogą pracować bez korekty ich kształtu, mającej na celu kompensację ugięć.

Układ dociskowy pras jest kłopotliwy w obsłudze, gdyż wymaga oddzielnego nastawiania docisku z każdej strony prasy na podstawie ugięć sprężyn. Nie zapewnia on również stałości docisku. Mechanizm regulacji docisku śrubowo-sprężynowy należy zastąpić układem hydraulicznym lub pneumatycznym.

LITERATURA

- [1] Szymański M., Łukasiewicz J.: Ujednorodnienie parametrów jakościowych formowanych płyt azbestowo-cementowych poprzez nadanie nowego kształtu walcowi formatowemu. ATR Bydgoszcz, 1980 /praca niepublikowana/

AN ANALYSIS OF THE FORMING PRESS OPERATION IN MACHINES FORMING
ASBESTOS-CEMENT BOARDS

Summary

The work presents the results of the investigation into the operation of the forming press in machines forming asbestos-cement boards. There are defined the best value parameters of the forming press operation.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ФОРМАТНОГО ПРЕССА МАШИНЫ ФОРМИРУЮЩЕЙ АСБЕСТОЦЕМЕНТНЫЕ ПЛИТЫ

Резюме

Представлены результаты исследований работы форматных прессов машин формирующих асбестоцементные плиты. Определены оптимальные значения параметров работы прессов.

Henryk Oleszycki

PRÓBA OCENY ZDOLNOŚCI DO PERLITYZACJI OSNOWY ŻELIWA
SFEROIDALNEGO PRZY POMOCY PRÓBEK JOMINY'EGO

W artykule przedstawiono próbę zastosowania próbek Jominy'ego do oceny zdolności żeliwa do przyjmowania struktury perlitycznej w czasie obróbki cieplnej. Badania wykazały możliwość wykorzystania prób Jominy'ego, pod warunkiem przeprowadzenia najpierw szerszych badań.

1. WPROWADZENIE

Metoda hartowania od czoła stosowana jest przede wszystkim do badania hartowności stali i żeliwa [1, 8]. Przy pomocy próbek Jominy'ego można określić strukturę stali w zależności od odległości od czoła [4,6], a tym samym od prędkości chłodzenia. Chłodzenie próbek od czoła jest wykorzystywane także do opracowywania wykresów CPPc dla stali [4,5].

Fakt, że na próbce Jominy'ego wzdłuż tworzących powstaje struktura zależna od prędkości chłodzenia, może być wykorzystany nie tylko do oceny hartowności żeliwa, lecz także do oceny zdolności żeliwa do tworzenia podczas obróbki cieplnej struktury perlitycznej. Wychodząc z tego założenia, postanowiono przeprowadzić takie badania dla żeliwa sferoidalnego, zwyczajowo bowiem stosowane metody badawcze są bardzo pracochłonne [7].

2. PROGRAM I METODYKA BADAŃ

Do badań przyjęto trzy gatunki żeliwa sferoidalnego o składzie chemicznym podanym w tabeli 1. Żeliwo zostało wytopione w żeliwiaku z grzaniem

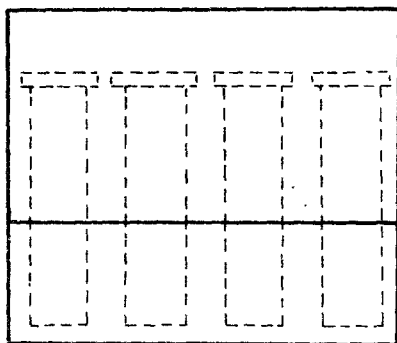
Tabela 1

Skład chemiczny żeliwa sferoidalnego

Nr żeliwa	Skład chemiczny				
	C	Si	Mn	P	S
1	3,35	2,58	0,70	0,15	0,007
2	3,51	2,51	0,87	0,08	0,007
3	3,37	2,36	1,22	0,11	0,007

dmuchem na bazie surówki hematytowej, złomu własnego oraz żelazomanganu . Żeliwo sferoidyzowano w zbiorniku żeliwiaka stopem Mg-Al metodą prętową i modyfikowano na rynn timer żelazokrzem Si75. Żeliwo odlano do form piaskowych we wlewkę próbną typu Y.

Próbki Jominy'ego wycinano z wlewków wg schematu przedstawionego na rysunku 1.



Rys.1. Schemat pobrania próbek Jominy'ego z wlewków

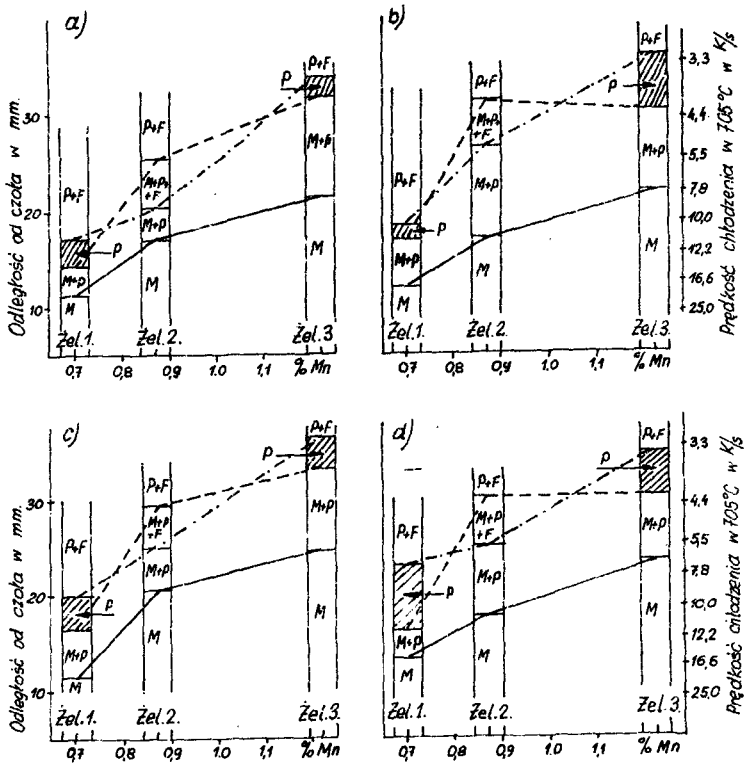
Połówkę próbek z każdego rodzaju żeliwa poddano ujednorodnieniu w następujących warunkach: wygrzewanie w temperaturze 1050°C w ciągu 4h, podchłodzenie do temperatury 880°C z wychłodzeniem w niej przez 2h i dochłodzenie w powietrzu do temperatury otoczenia. Grzanie próbek do hartowania przeprowadzono w specjalnych pojemnikach zabezpieczających je przed utlenieniem i odwęglaniem. Próbki, w stanie surowym lub ujednorodnionym, nagrzewano do temperatury 950°C i wygrzewano przez czas 1 h i 4 h.

Próbki po hartowaniu szlifowano z dwu przeciwległych stron wzdłuż tworzących na głębokość 1,4 mm. Przyjęto głębokość szlifowania niezgodną z normą PN, z uwagi na konieczność wykonania badań strukturalnych. Na tych samych powierzchniach wykonano również pomiary twardości metodą Rockwella.

Badania strukturalne przeprowadzono następująco: wzdłuż każdej z dwu powierzchni zgiądów wykonano obserwację struktury na mikroskopie świetlnym przy powiększeniu 500 x, rozpoczynając od czoła próbki, określając odległość od czoła do pojawienia się pierwszych ziaren perlitu oraz osiatnich - martenzytu i pierwszych - ferrytu. Na każdej powierzchni zgiądu wykonano po trzy pomiary.

3. WYNIKI BADAŃ

Wyniki badań strukturalnych przedstawione są na rysunku 2a,b,c,d w układzie: zawartość Mn w żeliwie - odległość od czoła /szybkość chłodzenia/.



Rys.2. Struktura żeliwa w funkcji odległości od czoła i zawartości manganu a-żeliwo surowe wygrzewane w 950°C przez 1h, b- żeliwo surowe wygrzewane w 950°C przez 4h, c-żeliwo ujednorodnione wygrzewane w 950°C przez 1h, d-żeliwo ujednorodnione wygrzewane w 950°C przez 4h. M-martenzyt, P-perlit, F-ferryt
 — pierwsze wydzielenie perlitu, - - - - ostatnie wydzielenia martenzytu pierwsze wydzielenia ferrytu

Na rysunkach widać, że w żeliwie nr 1 i nr 3 otrzymano obszary, w których osnowa jest w 100% perlityczna. W tabeli 2 podano wyniki pomiarów odległości od czoła obszarów perlitycznych w próbkach żeliwa nr 1 i nr 3. Z tabeli tej wynika, że podniesienie zawartości manganu od 0,70% /żeliwo nr 1/ do 1,22% /żeliwo nr 3/ spowodowało przemieszczenia obszarów czysto perlitycznych na dwukrotnie większą odległość od czoła /z 16,5 mm do 30 mm/. To stwierdzenie dotyczy odległości do początku wystąpienia obszarów perlitycznych. Ponieważ każdej odległości na próbkach Jominy'ego przy hartowaniu od czoła odpowiada określona chwilowa

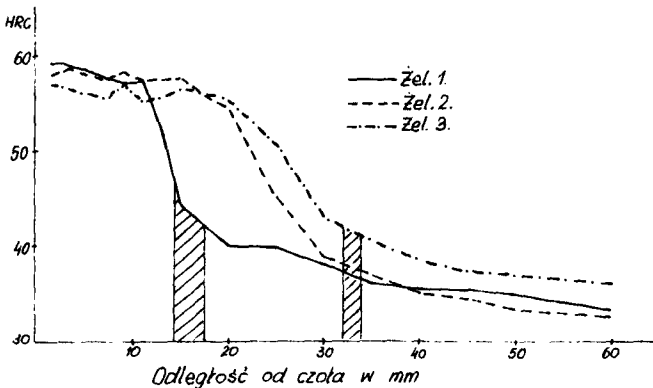
Tabela 2

Odległość od czoła do obszarów perlitu w próbkach
Jominy'ego

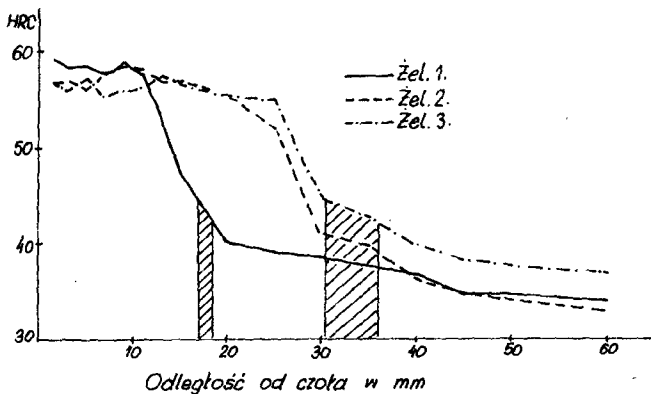
Warunki obróbki cieplnej		Odległość w mm	
Wstępnej	Właściwej	Żel. nr 1	Żel. nr 3
bez obróbki	950°C-1h	14 - 17	32 - 34
	950°C-4h	16,5- 18	30 - 36
1050°C-4h	950°C-1h	16,5- 20	33 - 36,5
	950°C-4h	16,5- 23,5	30 - 35

prędkość chłodzenia, wyznaczona w temperaturze 705°C, stąd prędkość ta wyznaczona z rysunku 2a,b,c,d wynosi: dla żeliwa nr 1 w granicach 8-11K/s, a dla żeliwa nr 3 - 3-4K/s. Powiększenie zawartości manganu obniża więc prędkość chłodzenia, konieczną do otrzymania w żeliwie sferoidalnym struktury perlitycznej bez wydzielenia ferrytu. To zwiększenie się odległości obszarów czysto perlitycznych na próbkach Jominy'ego wraz ze wzrostem zawartości manganu jest związane z przemieszczaniem się krzywych CTP_i do dłuższych czasów. Zjawisko to jest dobrze znane w odniesieniu do stali. W żeliwie zaś takie przemieszczenia wykresów CTP_i pod wpływem manganu znaczne jest między innymi z prac S.A.Fedorowej [2]. Jednakże mangan powiększa stabilność austenitu obniżając tym samym zawartość ferrytu w żeliwie. Tak więc wzrost zawartości manganu w żeliwie sferoidalnym przyczyniać się będzie do otrzymywania tej samej struktury przy coraz mniejszej prędkości chłodzenia /np. struktury w 100% perlitycznej/.

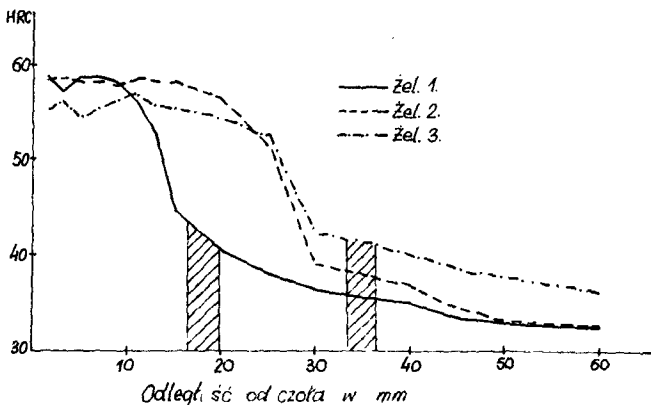
Wyniki pomiarów twardości wzdłuż tworzących przedstawiają rysunki 3-6. Na tych rysunkach naniesiono również wystąpienia struktury czysto per-



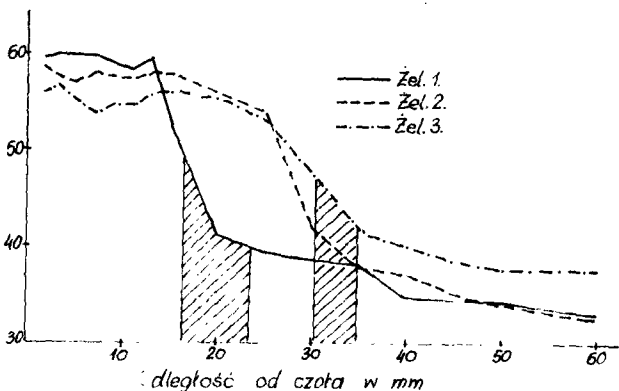
Rys.3. Krzywe hartowności dla żeliwa surowego, wygrzewanego w 950°C przez 1h



Rys.4. Krzywe hartowności dla żeliwa surowego, wygrzewanego w 950°C przez 4h



Rys.5. Krzywe hartowności dla żeliwa ujednorodnionego, wygrzewanego w 950°C przez 1 h



Rys.6. Krzywe hartowności dla żeliwa ujednorodnionego, wygrzewanego w 950°C przez 4 h

litycznej w żeliwie nr 1 i nr 3. Jak wynika z rysunków, perlitycznym obszarem odpowiada bardzo wysoka twardość mieszcząca się w przedziale 40 - 45 jednostek HRC, bez względu na zawartość Mn w żeliwie oraz wariant obróbki cieplnej. Badania strukturalne wykazały, że w omawianych obszarach znajduje się bardzo ścisły perlit, który swoją budową odpowiada strukturze nazywanej w literaturze troostytem hartowania.

Ujednorodnienie żeliwa sferoidalnego /obróbka cieplna wstępna/, lub przedłużanie czasu austenitizacji nie wywiera znaczącego wpływu na położenie obszarów perlitu w próbkach Jominy'ego /rys.3,4,5 i 6, tab.2/. Jednakże wpływ ten powinien istnieć. Znany on jest w odniesieniu do stali, gdzie ujednorodnienie stali w czasie austenitizacji przemieszcza krzywe wykresu CTP_1 w prawo /tj. do zakresu dłuższych czasów/. Znany on jest również dla żeliwa sferoidalnego [3].

4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania miały na celu rozpoznanie możliwości wykorzystania próby hartowania od czoła do oceny zdolności żeliwa sferoidalnego do tworzenia struktury perlitycznej podczas obróbki cieplnej. Z tych badań wynika, że żeliwo nr 1 i nr 3 wykazują tę zdolność, natomiast żeliwo nr 2 - nie.

W badaniach stwierdzono, że struktura czystego perlitu, otrzymanego w próbkach Jominy'ego charakteryzuje się bardzo dużą dyspersją, co jest powodem jej stosunkowo dużej twardości. Twardość ta mieści się w przedziale 40-45 HRC bez względu na zawartość manganu i stopień ujednorodnienia. Większa zawartość manganu zmniejsza prędkość chłodzenia, która jest konieczna do otrzymania struktury perlitycznej bez wydzielenia ferrytu w osnowie żeliwa sferoidalnego.

W celu uzyskania pełniejszych danych o zdolności żeliwa sferoidalnego do perlityzacji należy przeprowadzić dalsze badania, wykorzystując metodę hartowania od czoła. W szczególności należy:

- a/ wykonać badania na wielu wytopach żeliwa sferoidalnego niestopowego o zróżnicowanym składzie chemicznym, a również na żeliwie niskostopowym,
- b/ rozszerzyć analizę składu chemicznego na zawartość pierwiastków: Cr, Ni, Mo w przyjmowanym do badań żeliwie sferoidalnym,
- c/ stosować w badaniach różne temperatury austenitizacji, poczynając od możliwie najniższych.

Ponadto należy przeprowadzić badania celem określenia korelacji między wynikami powyższych badań a strukturą próbek o przekroju kołowym, normalizowanych tradycyjnym sposobem.

LITERATURA

- [1] Craffts W., Lamont J.L.: Hartowność i dobór stali. PWT, Warszawa 1958
- [2] Fedorowa S.A. i inni: Wlijanje marganca na evtektoidnoje prevrasćenje v sierych cugunach. Litiejn. Proizvodstvo. 1968 nr 4, s.23
- [3] Ikhlef A. i inni: Evolutions structurales de fontes G.S.an cours die differents types de traitemens terminques, Hommes et fonderie. Styczeń 1982, nr 121, s.9
- [4] Kreiner H., Kroneis M.: Untersuchungen über die Austenitumwandlung legierter Baustahle bei Unterkühlung. Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1951, Z. 7/8, s. 231-244
- [5] Kroneis M., Kreiner H.: Prufung legierter Baustahle auf Hartbarkeit, Stahl und Eisen, 1951, nr 25, 6 Dec, s.1365 - 1375
- [6] Malinkina E.J., Lomakin V.N.: Prokalivajemost stali. Masinostrojenje. Moskva 1969
- [7] Oleszycki H.: Rola zabiegów cieplnych w kształtowaniu struktury per - litycznej i właściwości mechanicznych niestopowego żeliwa sferoidalnego. ATR, Bydgoszcz 1982
- [8] Pieprznik S.: Hartowność żeliwa szarego i sferoidalnego. Przegląd Od - lewnictwa, 1967, nr 7/8 s. 219-224
- [9] Sprawozdanie z II etapu pracy BZ-31/76 pt. " Opracowanie racjonalnych warunków obróbki cieplnej perlitycznego żeliwa sferoidalnego". Byd - goszcz 1978, Zamówienie IMP-Warszawa

AN ATTEMPT AT DETERMINING PEARLITIZING POWER OF DUCTILE CAST IRON
MATRIX BY MEANS OF JOMINY'S SAMPLES

Summary

The paper presents an application attempt of Jominy's samples for an evaluation of alloy ability to form pearlite structure during heat treatment. The research showed a possibility of making use of Jominy's tests assuming that wider examinations had been conducted before.

ПОПЫТКА ОЦЕНКИ СПОСОБНОСТИ К ПЕРЛИТИЗАЦИИ ОСНОВЫ СФЕРРОИДАЛЬНОГО ЧУГУНА
ПРИ ПОМОЩИ ПРОБ

Резюме

В статье представлена попытка применения проб Jominy'его для оценки способности чугуна к приему перлитной структуры во время тепловой обработки. Исследования показали возможность использования проб при условии проведения до этого более широких исследований.

Józef Szala
Tomasz Topoliński

OBLICZENIA ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH PRZY OBCIĄŻENIACH
STOCHASTYCZNYCH DLA ETAPU DO INICJACJI PĘKNIECIA ZME-
CZENIOWEGO*

W artykule przedstawiono obliczenia trwałości zmęczeniowej przy obciążeniach stochastycznych dla etapu do inicjacji pęknięcia. Ocenę oparto na empirycznej zależności Morrowa. Obliczenia zweryfikowano na podstawie badań trwałości zmęczeniowej piaskich próbek z karbem ze stopu aluminium: PA7 w warunkach obciążeń stochastycznych.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- b, c - wykładniki potęg we wzorze Morrowa,
- D_j - stopień uszkodzenia dla j-tego stopnia obciążenia programowanego,
- E - moduł Younga [MPa],
- e - odkształcenie nominalne,
- k - ilość stopni w bloku obciążenia programowanego,
- n - wykładnik cyklicznego umocnienia,
- $2N_f$ - liczba nawrotów obciążenia /półcykli/,
- n - trwałość przy obciążeniu stochastycznym lub programowanym, indeksy:
 - p - do początku pęknięcia
 - c - do złomu,
- N - trwałość przy obciążeniu stałoamplitudowym, indeksy j.w.,
- n_j - pojemność j-tego stopnia,
- r - promień zaokrąglenia karbu [mm],
- R - współczynnik asymetrii cyklu,
- R_m - wytrzymałość doraźna na rozciąganie [MPa],
- R_u - naprężenie zrywające próbkę [MPa],
- S - naprężenie nominalne [MPa], indeksy:
 - a - amplituda,
 - max - maksymalne,
 - j - j-tego stopnia,

* Praca wykonana w ramach problemu węzłowego 05.12 pt. Wytrzymałość i optymalizacja konstrukcji maszynowych i budowlanych koordynowanego przez Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk.

- α_k - współczynnik kształtu,
 β_k - współczynnik działania karbu,
 ϵ - odkształcenie lokalne na dnie karbu,
 indeksy: a - amplituda,
 pl - plastyczne,
 s - sprężyste,
 j - dla j-tego stopnia,
 ϵ'_f - współczynnik odkształcenia zmęczeniowego,
 δ - naprężenie lokalne [MPa],
 indeksy: a - amplituda,
 j - j-tego stopnia,
 max - maksymalne,
 m - średnie,
 δ'_f - współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej [MPa],
 λ - liczba powtórzeń bloku obciążenia.

1. WPROWADZENIE

Obliczenia zmęczeniowe elementów konstrukcyjnych można w sposób ogólny podzielić na obliczenia w zakresie niskocyklowej, wysokocyklowej i nieograniczonej trwałości. Wybór zakresu zależy od przyjętych kryteriów trwałościowych. W artykule skoncentrowano się na drugim z wymienionych etapów.

Początkowo, w latach czterdziestych do siedemdziesiątych obliczenia te opierano głównie na fenomenologicznych hipotezach uszkodzeń zmęczeniowych, których opis podano m.in. w pracy [16]. Fenomenologiczny charakter tych hipotez sprawia, że obliczenia zmęczeniowe są proste i mało czasochłonne, nie uwzględniają jednakże wielu zjawisk zmęczeniowych - co jest ich wadą.

Dalsze poszukiwania metod obliczeń trwałości /lata siedemdziesiąte / skierowane są na fizyczną stronę procesu zmęczenia. W całkowitej trwałości zmęczeniowej wyróżniono dwa etapy: pierwszy do inicjacji makropęknięcia - cia zmęczeniowego i drugi - jego rozwoju do osiągnięcia długości krytycznej. Analizę udziałów tych etapów w całkowitej trwałości przedstawiono m.in. w pracy [18], w której potwierdzono znany fakt, że udział etapu rozwoju pęknięcia w całkowitej trwałości jest udziałem istotnym.

Szybki rozwój mechaniki pęknięcia, której zależności zastosowano do opisu pęknięcia zmęczeniowego, dodatkowo niejako "wymuszają" ten podział. Powstały więc podstawy do niezależnego dokonywania obliczeń trwałości dla obu etapów.

Jak wiadomo spiętrzenie naprężeń w strefie karbu często jest tak duże, że powstałe odkształcenia plastyczne upodobniają przebieg procesu zmęczeniowego do przebiegu w zakresie niskocyklowym. Tę analogię wykorzystano m. in. w pracach [19] i [2] do obliczeń w zakresie wysokocyklowej trwałości, wykorzystując zależności stosowane dla zakresu niskocyklowej trwałości. Porównanie wyników obliczeń z wynikami badań wykazało, że stosunek trwałości obliczonej według wyżej podanej metody do wyznaczonej doświad -

czalnie wynosił w zależności od warunków badań od 0,5 do 2,0 [19] w zakresie do $2 \cdot 10^5$ cykli. Wynik ten uzyskano obliczając trwałość metodą "cykl po cyklu", co w przypadku długich realizacji losowych stwarza poważne trudności /długi czas obliczeń i duże pamięci maszyn cyfrowych/, a więc ogranicza praktycznie zastosowanie tej metody. Trudność tę można pokonać przyjmując w obliczeniach w miejsce obciążenia stochastycznego - obciążenie programowe. Na taką możliwość wskazują wyniki programowanych badań zmęczeniowych, zarówno w zakresie do inicjacji pęknięcia [16], jak i w zakresie jego rozwoju [10].

Celem artykułu jest zatem analiza możliwości zastosowania obciążenia programowanego w obliczeniach trwałości zmęczeniowej dla etapu do inicjacji pęknięcia.

Zakres pracy obejmuje opis metody obliczeń dla obciążeń programowanych, obliczenia i ich weryfikację doświadczalną, analizę wyników i sformułowanie wniosków dotyczących proponowanych metod obliczeń.

2. SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA

Jak wspomniano, stwierdzenie podobieństwa pomiędzy przebiegiem procesu zmęczenia w zakresie niskocyklowej trwałości i procesem zmęczenia na dnie karbu pozwoliło na wykorzystanie do obliczeń trwałości etapu do inicjacji pęknięcia empirycznej zależności Morrowa [7], o postaci:

$$\frac{\Delta \xi}{2} = \frac{\Delta \xi_{p1}}{2} + \frac{\Delta \xi_B}{2} = \xi'_f (2N_f)^c + \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (1)$$

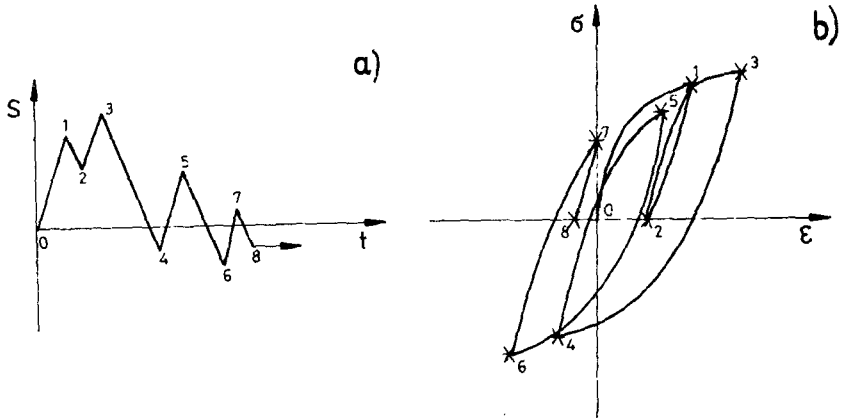
Przyjęcie założenia, iż obciążenie stochastyczne jest złożeniem nawrotów o różnej wartości odkształcenia lokalnego /rys.1/, daje możliwość określenia stopnia uszkodzenia zmęczeniowego dla pojedynczego nawrotu:

$$D_1 = \frac{1}{2N_{f1}} \quad (2)$$

Ponieważ wzór (1) dotyczy gładkiej próbki, a więc może dotyczyć i odkształceń lokalnych, istnieje konieczność znalezienia ich wartości dla elementu badanego. Do tego celu wykorzystano zaproponowaną przez Morrowa zależność, opisującą kształt pętli histerezy odkształcenie - naprężenie, gdy układ współrzędnych jest przemieszczony do szczytu pętli [19]:

$$\frac{\Delta \xi}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \xi'_f \left(\frac{\Delta \sigma}{2 \sigma'_f} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3)$$

a także zależność Neubera [8], która wiąże naprężenia i odkształcenia nominalne z naprężeniami i odkształceniami lokalnymi. Zależność tę w postaci podanej przez Toppera /za [19]/przedstawia wzór:



Rys. 1. Przebieg zmian obciążenia nominalnego (a) i odpowiadający mu przebieg zmian naprężenia i odkształcenia lokalnego (b) za [19]

$$\beta_k (\Delta S \cdot \Delta \epsilon)^{\frac{1}{2}} = (\Delta \sigma \cdot \Delta \epsilon)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

w którym czynnikiem przeliczeniowym jest współczynnik działania karbu β_k .

Rozwiązanie układu równań (3) i (4), przy znajomości przebiegu zmian naprężenia nominalnego S i wartości stałych materiałowych, daje możliwość określenia poszukiwanych naprężeń i odkształceń lokalnych.

Współczynnik działania karbu β_k określono z zależności Petersona [13]:

$$\beta_k = 1 + \frac{\alpha_k - 1}{1 + \frac{\alpha}{r}} \quad (5)$$

w której stałą materiałową α znaleziono na podstawie empirycznej zależności tego samego autora (za [4]):

$$\alpha = 2,5 \cdot 10^{-5} \left(\frac{2068}{R_m} \right)^{1,8} \quad (6)$$

Wykorzystując hipotezę Minera [6], dla której element ulegnie uszkodzeniu, gdy

$$\sum_{i=1}^i \frac{1}{2N_{fi}} = 1 \quad (7)$$

określono trwałość zmęczeniową dla etapu do inicjacji pęknięcia. W meto -

dzie uwzględniono także wpływ naprężenia średniego wykorzystując model SAE [1], według którego drugi składnik równania (1) przyjmuje postać

$$\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b$$

Przedstawiona metoda wskazuje wyraźnie na konieczność długotrwałych obliczeń metodą "cykl po cyklu" przy znajomości pełnej historii obciążenia. Rozważano więc możliwość zastąpienia obciążenia stochastycznego reprezentatywnym obciążeniem programowanym. W obliczeniach założono:

- stabilność pętli histerezy odkształcenie - naprężenie dla stopnia widma obciążenia blokowego - a więc stałe zakresy odkształcenia i naprężenia lokalnego dla stałych zmian naprężeń nominalnych /jedno obliczenie dla całego stopnia bez względu na jego pojemność/,
- losowość przejścia ze stopnia na stopień przyrostem naprężenia ujemnym lub dodatnim,
- uszkodzenia D dla stopnia zgodnie z zależnością

$$D_j = \frac{n_j}{N_{fj}} \quad (8)$$

Realizacja celu pracy wymagała przyjęcia w obliczeniach przy obciążeniu programowanym różnej sekwencji obciążenia /zmiana liczby cykli w bloku programu n_λ , w myśl przyjętych założeń, nie ma wpływu na trwałość/.

Dla przedstawionej metody obliczeń sporządzono program na EMC w języku FORTRAN IV s. Schemat blokowy programu przedstawiono na rysunku 2.

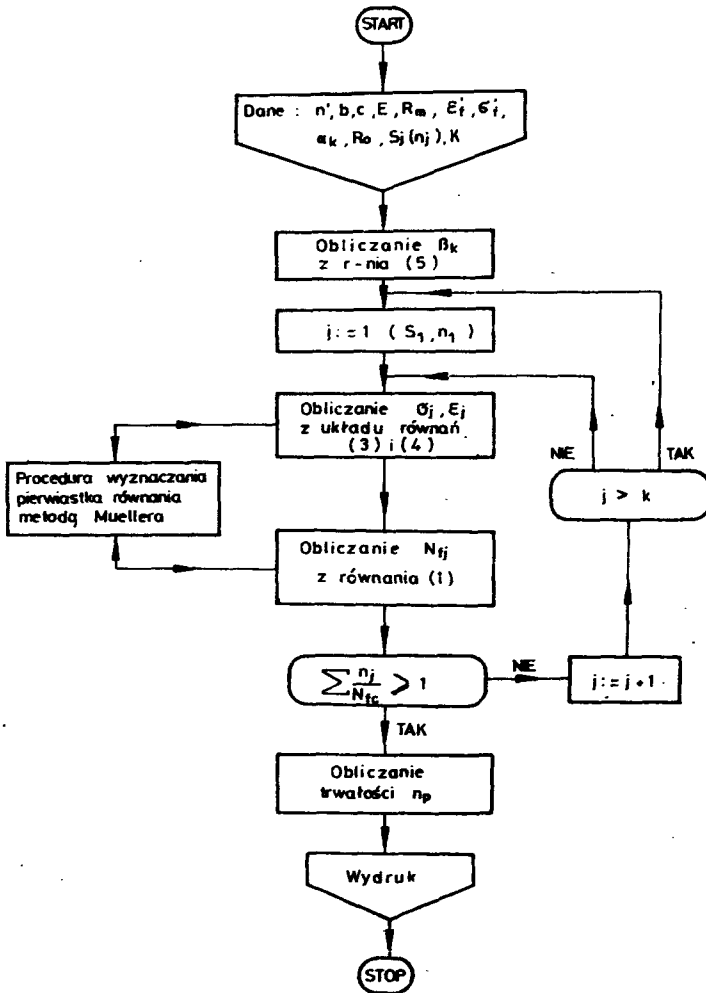
3. BADANIA ZMĘCZENIOWE

W celu weryfikacji obliczeń wg proponowanej metody przeprowadzono badania zmęczeniowe. Badano płaskie próbki z blachy ze stopu PA7, z centralnym otworem stanowiącym koncentrator naprężeń. Zbudowane stanowisko umożliwiło przeprowadzenie prób przy obciążeniu sinusoidalnym ze stałą amplitudą, a także stochastycznym w warunkach jednostronnego rozciągania $/S_m = 110 \text{ MPa}/$. Dokładny opis próbek, stanowiska i przebiegu eksperymentu zamieszczono w pracy [18]. Wyniki badań statycznych wg PN-71/H-04310 zawiera tabela 1.

Tabela 1

Wyniki badań przy statycznym rozciąganiu
próbek z PA 7

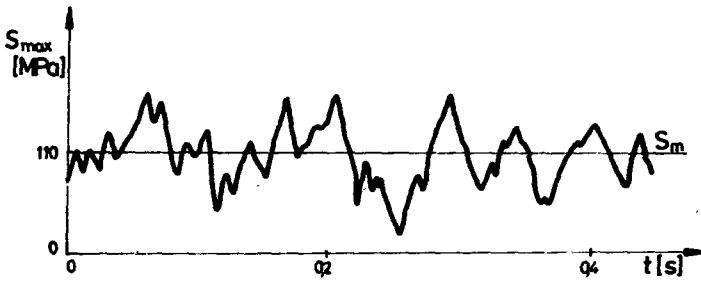
Materiał	R_m MPa	R_e MPa	A_5 %	R_u MPa
PA 7	433	313,1	20,1	514,6



Rys.2. Schemat blokowy obliczeń trwałości etapu do inicjacji pęknięcia

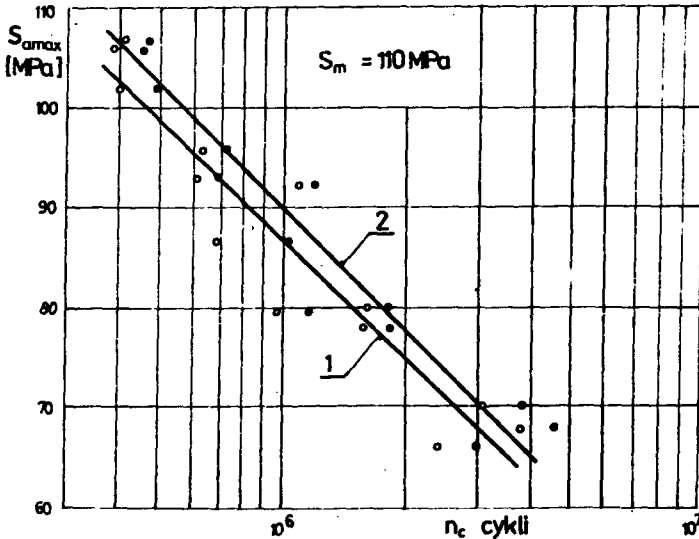
W celu wyznaczenia krzywej trwałości próbkę poddano działaniu obciążenia stochastycznego /rys.3/ - sygnał sterujący pochodził z generatora sygnałów losowych - na czterech poziomych $S_{\max} = 105,1, 93,7, 73,1, 67,4 \text{ MPa}$ przy obciążeniu średnim równym 110 MPa.

Badania stacjonarności zastosowanych losowych naprężeń oraz obliczenia funkcji autokowariancji i gęstości widmowej mocy przeprowadzono na EMC według programów zamieszczonych w pracy [15]. Wyniki tych obliczeń [17] wskazują, że zastosowane w badaniach naprężenia losowe posiadają szerokie widmo w zakresie częstotliwości od 0 do 60 Hz z dominującą częstotliwością $f = 6,5 \text{ Hz}$.



Rys.3. Fragment przebiegu zmian obciążenia stochastycznego

W badaniach wyznaczono trwałość zmęczeniową do początku pęknięcia zmęczeniowego ($2a_0 = 2,7 \text{ mm} = \text{średnica otworu} + 0,1 \text{ mm pęknięcia}$) oraz do złomu. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 4, na którym oprócz



Rys.4. Doświadczalne krzywe trwałości: 1-do pojawienia się dostrzegalnego pęknięcia, 2-do całkowitego złomu

pojedynczych wyników wrysowano wyznaczone metodą najmniejszych kwadratów proste regresji dla trwałości do pojawienia się pęknięcia i dla trwałości do całkowitego złomu.

Jednocześnie dokonano schematyzacji przebiegu obciążenia stochastycznego. W przypadku naprężeń losowych szerokowidmowych najbardziej odpowiadającą metodą jest metoda pełnych cykli [16]. Wyznaczone tą metodą, za

pomocą EMC, widmo w układzie wartości względnych podano w tabeli 2. Współczynnik wypełnienia widma $\zeta = 0,23$.

Tabela 2

Widmo obciążenia programowanego

Poziom na- prężen i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{S_{ai}}{S_{amax}}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\frac{n_i}{n_c}$	0,003	0,008	0,008	0,020	0,042	0,071	0,099	0,169	0,37	0,209

4. OBLICZENIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ PRZY OBCIĄŻENIU PROGRAMOWANYM

We wzorach (1), (3) i (4) występują stałe i współczynniki, które przed przystąpieniem do obliczeń należało wyznaczyć.

Współczynnik kształtu oszacowano na podstawie pracy [12]: dla grubości próbki $t = 0,54$ mm, szerokości $b_p = 15$ mm i średnicy otworu $a = 2,6$ mm wynosi on $\alpha_k = 2,575$. Wartość ta została potwierdzona w pracy Gamzy (za [3]) i pozycji [9], choć w pracy [14] można znaleźć także wartość $\alpha_k = 2,9$.

Wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej b oszacowano na podstawie danych z próby statycznej i zależności podanej przez Tuckera [19]:

$$b = -\frac{1}{6} \log \frac{2R_u}{R_m} = -0,0627 \quad (9)$$

Wykorzystując wzory podane przez Morrow [6] o postaci:

$$c = -\frac{1}{1 + 5n'} \quad (10)$$

$$n' = \frac{b}{c} \quad (11)$$

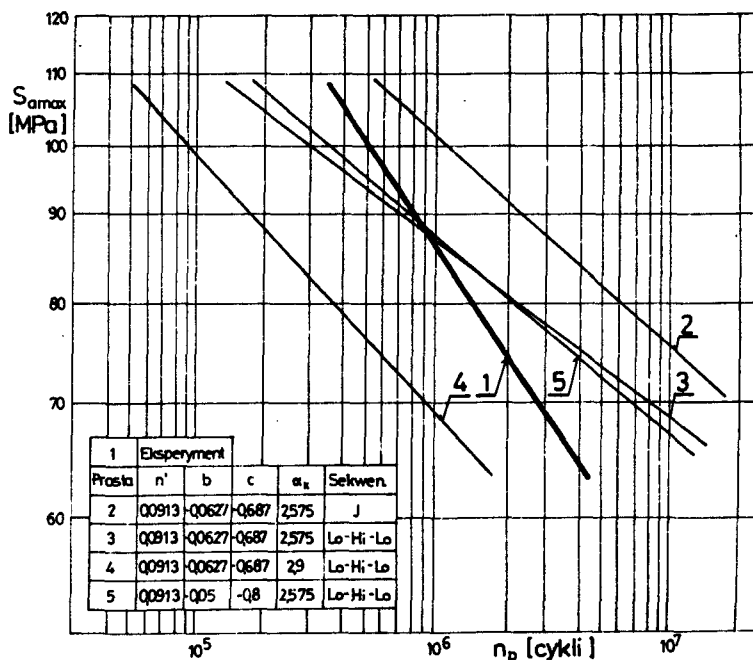
obliczono wartości tych współczynników, które wynoszą:

$$n' = 0,0913 \quad \text{ i } \quad c = -0,687$$

Zależności (10) i (11) były sprawdzone dla kilkudziesięciu materiałów i wykazały dostateczną poprawność [1].

Na podstawie badań statycznych oszacowano naprężenie zerwania przy pierwszym nawrocie σ'_f . Z wielu warunków [4] wybrano warunek proponowany przez Landgraфа [5], iż $\sigma'_a = R_u$ przy 1 cyklu. Po wykorzystaniu tego warunku i drugiego składnika równania (1) otrzymano, iż $\sigma'_f = 537,4$ MPa. W podobny sposób określono wartości odkształcenia przy zerowaniu w pierwszym nawrocie - $\epsilon'_f = 0,2008$. Obliczenia dokonano na maszynie cyfrowej MERA 400, dla czterech poziomów o S_{amax} jak w przeprowadzonych badaniach zmęczeniowych.

Wyniki obliczeń trwałości pierwszego etapu przedstawiono na rysunku 5, na którym wykreślono prostą otrzymaną z eksperymentu 1 oraz proste 2,



Rys.5. Krzywe trwałości eksperymentalnej i obliczeniowych

3 i 4 oparte na obliczeniach dla stałych materiałowych o wartościach jak przedstawiono wyżej /zamieszczonych na rys.5 w tabeli/ dla różnych wartości wielkości β_k ($\alpha_k = 2,575$ i $2,9$) oraz różnej sekwencji obciążenia programowanego /rosnąco - malejące "Lo-Hi-Lo" i nieregularne "J". [16].

Na rysunku przedstawiono także prostą 5, bliższą eksperymentalnej, a uzyskaną dla następujących wartości stałych materiałowych:

$$n' = 0,0913, \quad b = -0,05 \quad i \quad c = -0,8$$

5. ANALIZA WYNIKÓW I WNIOSKI

Z przedstawionych w punkcie 3 i 4 danych wynika, że w zależności od przyjętych w obliczeniach wartości współczynników i stałych stosunek trwałości wyznaczonej doświadczalnie do trwałości obliczeniowej wynosi w skrajnych przypadkach około 5. Najbliższe danym eksperymentalnym są wyniki obliczeń dla $n' = 0,0913$, $b = -0,05$, $c = -0,8$ $\alpha_k = 2,575$ oraz sekwencji obciążenia Lo-Hi-Lo.

Z porównania przebiegu wykresów na rysunku 5 widać, że w zależności od przyjętych stałych n' , b i c we wzorach (1) i (3) otrzymuje się znaczne różnice w wynikach obliczeń /w granicach 10 razy/. Różnice te w niewielkim stopniu zależą od poziomu naprężeń S_{amax} . Z przedstawionych wykresów /linie 3 i 4/ wynika także, że analizowana metoda obliczeń jest bardzo wrażliwa na wartość współczynnika kształtu α_k . Obniżenie wartości tego współczynnika z 2,9 do 2,575 /różnica wynikająca z danych w różnych źródłach literaturowych/ powoduje około 6-krotny wzrost trwałości.

Przebieg linii wykresowych 2 i 3 wskazuje także na istotny wpływ sekwencji obciążenia programowanego na wyniki obliczeń. Wpływ ten rośnie dla wysokich wartości naprężenia maksymalnego w programie. Różnice w obliczonej trwałości zmęczeniowej dla różnych sekwencji wynikają z wpływu wartości średniej naprężenia σ_m , która przy założeniu stabilnych pętli naprężeniowo-odkształceniowych przyjmuje różne wartości, w zależności od przyjętej sekwencji.

Z przyjętych założeń wynika, że liczba cykli n_λ w bloku obciążenia programowanego nie ma istotnego wpływu na wyniki obliczeń.

Z przedstawionej analizy wynika, że istotny wpływ na zgodność wyników obliczeń z danymi eksperymentalnymi ma przyjęcie stałych we wzorach (1) i (3). Wpływ tych stałych jest jednakowy w obliczeniach metodą "cykl po cyklu" i w proponowanej metodzie z wykorzystaniem obciążenia programowanego. Znacznie mniejszy wpływ na różnicę wyników obliczeń i badań ma sekwencja obciążenia, natomiast liczba cykli n_λ w bloku obciążenia programowanego nie ma istotnego wpływu na tę różnicę. Można zatem stwierdzić, że stosowanie programowanego obciążenia w obliczeniach elementów konstrukcyjnych poddanych działaniu obciążeń stochastycznych w etapie do inicjacji makropęknięcia zmęczeniowego jest możliwe.

LITERATURA

- [1] Feltner C.E., Landgraf R.W.: Selecting materials to resist low cycle fatigue, Trans. ASME, Journal of Basic Engineering, September 1971
- [2] Glinka G., Stephens R.J.: Fatigue Life Predictions in Notched Members Under Variable Loading Histories, Submitted for publication to ASME, Journal of Engineering Materials and Technology, 1979
- [3] Hoschl C.: Tabulky pro konstruktery, SNTL, Praha 1962
- [4] Kocańda S.: Zmęczeniowe niszczenie metali. WNT, Warszawa 1978

- [5] Landgraf R.W.: High fatigue resistance in metals and alloys, ASTM STP nr 467, Philadelphia 1970
- [6] Miner M.A.: Cumulative Damage in Fatigue, J. Appl. Mechanics, Vol. 12, 3, 1945
- [7] Morrow J.D.: W. Internal Friction, Damping and Cyclic Plasticity: Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals, ASTM STP 378, Philadelphia 1965
- [8] Neuber H.: Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatic Bodies With Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law, Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics, December 1961
- [9] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn. PWN, Warszawa 1973
- [10] Schijve J., Jacobs F.A., Tromp P.J.: The Effect of Load Sequence on Fatigue Crack Propagation under Random Loading and Program Loading, National Aerospace Laboratory, NIR, TR 71014U, 1971
- [11] Shin Y.S.: Prediction of Random High-Cycle Fatigue Life of LWR Components, Transactions of the ASME, J. Pressure Vessel Technology, Vol. 102, November 1980
- [12] Serensen S.V., Kogaev V.P., Šnejderović R.M.: Nesuščaja sposobnost i raščety detalej mašin na pročnost, Mašinostroenie, Moskva 1975
- [13] Peterson R.E.: Stress Concentration Design Factors, New York, N.Y.: John Wiley and Sons, Inc., 1953
- [14] Sprawocznik maszynostroitelia, T.Z. Maszgiz, Moskva 1962
- [15] Szala J., Kugler J., Sempruch J.: Sprawozdanie za rok 1978 z realizacji pracy w ramach problemu węzłowego 05.12 tematu 05.07 pt.: Obliczenie elementów i układów na zmęczenie przy obciążeniach losowych i programowanych. Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, praca nr BZ-38/76 PW-20/76, Bydgoszcz 1978
- [16] Szala J.: Ocena trwałości zmęczeniowej elementów maszyn w warunkach obciążeń losowych i programowanych. ATR, Zeszyty Naukowe nr 79, Mechanika 22, Bydgoszcz 1980
- [17] Szala J., Sempruch J., Topoliński T.: Sprawozdanie za lata 1981-1982 z realizacji pracy w ramach problemu węzłowego PW 05.12 tematu 5.5 pt.: Obliczenia i badania zmęczeniowe elementów konstrukcyjnych w warunkach konstrukcyjnych w warunkach obciążeń losowych i programowanych. Akademia Techniczno-Rolnicza w Bydgoszczy, praca nr BZ-22/81, Bydgoszcz 1982
- [18] Szala J., Topoliński T.: Badania zmęczeniowe próbek ze stopu PA7 przy obciążeniu sinusoidalnym i stochastycznym. Prace Wydziału Nauk Technicznych Bydgoskiego Towarzystwa Naukowego, seria Mechanika /w druku/
- [19] Tucker L.E.: A Procedure for Designing Against Fatigue Failure of Notched Parts, Society of Automotive Engineers, Inc., SAE Paper No 720265, New York 1972

CALCULATIONS OF FATIGUE LIFE OF MACHINE PARTS UNDER STOCHASTIC LOAD
FOR THE FIRST STAGE OF THE FATIGUE PROCESS TO CRACK INITIATION

Summary

The paper presents a calculation of machine parts under stochastic loading for the first stage of the the fatigue process to initiation of crack. Life calculation is based on Morrow's empirical relationship. The results of the calculation were verified by the fatigue life research of flat samples with a notch made of aluminium alloy PA7 under stochastic loading.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ В УСЛОВИЯХ СЛУ -
ЧАЙНЫХ НАГРУЗОК ДЛЯ ПЕРВОГО ЭТАПА УСТАЛОСТНОГО ПРОЦЕССА - ДО НАЧАЛА РАЗ -
ВИТИЯ ТРЕЩИНЫ

Резюме

В статье представлен расчет на усталость для первого этапа процес -
са усталости - до начала развития трещины. Для расчета использовалось
уравнение Моррова. Результаты расчетов сравнивались с результатами на ос -
нове испытаний усталостной прочности плоских образцов изготовленных из
алюминиевого сплава ПА 7 в условиях случайных нагрузок.

Józef Szala
Tomasz Topoliński

OBLICZENIA ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH W WARUNKACH
OBCIĄŻEŃ STOCHASTYCZNYCH DLA ETAPU ROZWOJU PĘKNIĘCIA ZMĘCZENIOWEGO*

W pracy przedstawiono obliczenia trwałości zmęczeniowej przy obciążeniach stochastycznych dla etapu propagacji w oparciu o reprezentatywne obciążenie programowe. Obliczenia prowadzono przy wykorzystaniu zależności Parisa. Wyniki zweryfikowano na podstawie badań rozwoju pęknięcia zmęczeniowego piaskich próbek z karbem, wykonanych ze stopu aluminium PA7 w warunkach obciążeń stochastycznych.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- a - długość pęknięcia [mm], indeksy: i - dla n_i - cykli,
o - dla n_o - cykli,
kr - krytyczna,
- C - stała w zależności Parisa,
- e - odkształcenie nominalne,
- k - ilość stopni w bloku obciążenia programowanego,
- K - współczynnik intensywności naprężenia $[N/mm^{3/2}]$,
- K_{fc} - cykliczna odporność na pękanie $[N/mm^{3/2}]$,
- K_{max} - maksymalna wartość współczynnika intensywności naprężenia $[N/mm^{3/2}]$
- ΔK - zakres współczynnika intensywności naprężenia $[N/mm^{3/2}]$,
- M_k - korekcyjny współczynnik wymiarów,
- n_j - pojemność j-tego stopnia,
- n_r - trwałość etapu rozwoju pęknięcia przy obciążeniu stochastycznym lub programowanym,
- n_λ - liczba cykli bloku obciążenia programowanego,
- ΔN - przyrost cykli stosowany do obliczeń trwałości na etapie propagacji,
- m - stała w zależności Parisa,
- S - naprężenia nominalne [MPa], indeksy: a - amplituda,
max - maksymalne,
j - j-tego stopnia,
- λ - liczba powtórzeń bloku obciążenia.

* Praca wykonana w ramach problemu węzłowego 05.12 pt. Wytrzymałość i optymalizacja konstrukcji maszynowych i budowlanych, koordynowanego przez Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk.

1. WPROWADZENIE

Obliczenia zmęczeniowe elementów konstrukcyjnych dla etapu rozwoju pęknięcia w zdecydowanej większości opierają się na zależnościach wywodzących się z mechaniki pęknięcia. Zależności te przedstawiają prędkość pęknięcia jako funkcję współczynnika intensywności naprężeń. Określenie trwałości sprowadza się teoretycznie do obliczenia następującej całki:

$$N = \int_{a_0}^{a_{kr}} f(\Delta K) da \quad (1)$$

W praktyce, złożoność funkcji podcałkowej stwarza konieczność określenia trwałości poprzez iteracyjne obliczenia długości pęknięcia dla pojedynczego cyklu [1]. Taki sposób postępowania powoduje długi czas obliczeń dla maszyn cyfrowych produkcji krajowej nawet do 20 godzin.

Z analizy wyników badań rozwoju pęknięcia zmęczeniowego [2] przy obciążeniu stochastycznym i programowanym wynika, że dla odpowiednio opracowanego programu, trwałość zmęczeniowa dla obu przypadków obciążenia różni się nieistotnie.

Koncepcję programowanych badań zmęczeniowych wykorzystano w przedstawionej pracy do obliczeń trwałości zmęczeniowej dla etapu propagacji pęknięcia. W obliczeniach tych obciążenie stochastyczne zastąpiono obciążeniem programowanym.

Celem artykułu jest przedstawienie metody obliczeń trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych poddanych obciążeniu stochastycznemu, z zastosowaniem zastępczego obciążenia programowanego i jej doświadczalna weryfikacja.

2. SFORMUŁOWANIE ZAGADNIENIA

Obliczenia trwałości dla etapu propagacji pęknięcia oparto na zależności podanej przez Parisa (za T. Yokobori [7]) o postaci:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (2)$$

Wychodząc z niej można określić liczbę cykli od pęknięcia początkowego a_0 uznanego za inicjujące do pęknięcia krytycznego a_{kr} :

$$N = \int_{a_0}^{a_{kr}} \frac{da}{C (\Delta K)^m} \quad (3)$$

lub

$$N = \sum_0^i \frac{1}{c (\Delta K)^m} \cdot \Delta a_i \quad (4)$$

Współczynnik intensywności naprężenia określony był wzorem:

$$\Delta K_i = \Delta S \sqrt{\pi a_i} \cdot M_{k_i} \quad (5)$$

w którym współczynnik korekcyjny dotyczący wymiarów elementów opisano zależnością:

$$M_{k_i} = 1 - 0,1 \left(\frac{2a_i}{b} \right) + \left(\frac{2a_i}{b} \right)^2 \quad (6)$$

gdzie:

b - jest szerokością próbki

Ze względów obliczeniowych równanie (4) przekształcono do postaci:

$$\Delta a_i = c (\Delta S \sqrt{\pi a_{i-1}} \cdot M_{k_{i-1}})^m \quad (7)$$

a więc zależności określającej przyrost długości Δa_i przy jednym cyklu .

Przy zejściu warunku $K_{max} > K_{fc}$ liczba dokonanych iteracji obliczeń była poszukiwaną trwałością na etapie propagacji pęknięcia.

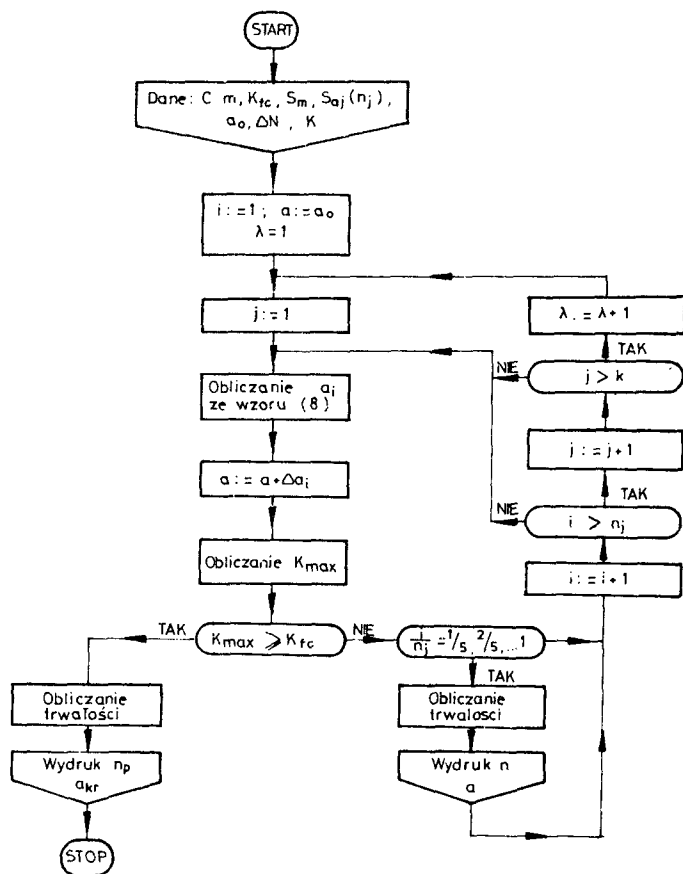
Wykorzystanie wzoru (7) pociąga za sobą konieczność prowadzenia obliczeń metodą "cykl po cyklu" przy znajomości pełnej historii naprężenia S. Tego rodzaju obliczenia są długotrwałe nawet przy stosowaniu EMC. Stąd też zaproponowano zastąpienie obciążenia stochastycznego reprezentatywnym obciążeniem programowanym.

Realizacja celu pracy wymagała przyjęcia w obliczeniach przy obciążeniu programowanym różnych liczb cykli w bloku programu n_λ , różnych przyrostów liczby cykli ΔN na poszczególnych stopniach bloku oraz różnej sekwencji obciążenia. Jak wiadomo z programowanych badań zmęczeniowych [4], mała liczba cykli n_λ i losowe następstwo stopni (sekwencja J) upodabnia programowy przebieg obciążenia do stochastycznego w aspekcie zmęczeniowym. Aby umożliwić uwzględnienie wymienionych czynników w obliczeniach wzór (7) przekształcono do postaci:

$$\Delta a_i = c (\Delta S_j \sqrt{\pi a_{i-1}} \cdot M_{k_{i-1}})^m \Delta N \quad (8)$$

gdzie przyrost ΔN przyjmował następujące wartości: 1, 2, 4, 5 i 10.

Dla powyższej metody obliczeń sporządzono program obliczeń z zastosowaniem minikomputera MERA 400 w języku FORTRAN IV S, którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 1.

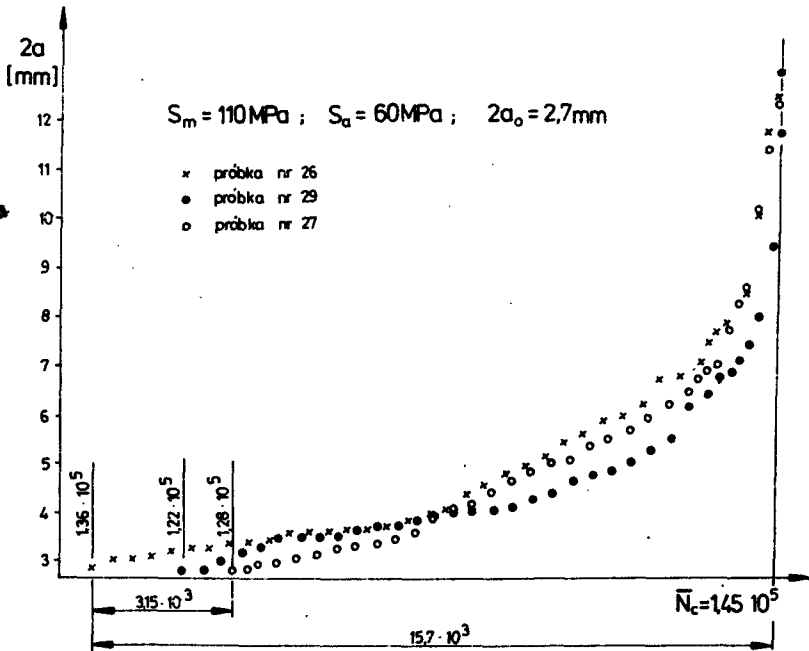


Rys.1. Schemat blokowy obliczeń trwałości etapu propagacji pęknięcia

3. BADANIA ZMĘCZENIOWE

Weryfikację proponowanej metody obliczeń przeprowadzono w oparciu o badania zmęczeniowe płaskich próbek z karbem wykonanych ze stopu PA7. Próby prowadzono w warunkach obciążenia stałoamplitudowego oraz stochastycznego przy jednostronnym rozciąganiu (naprężenie średnie $S_m = 110$ MPa).

W ramach badań zmęczeniowych prowadzonych w warunkach obciążenia stałoamplitudowego (pełne wyniki podano w pracy [6], tam też podano opis próbek, stanowiska i przebiegu eksperymentu), dla poziomu $S_a = 60$ MPa uznano za poziom średni, od momentu pojawienia się dostrzegalnego pęknięcia zmęczeniowego obserwowano jego rozwój. Na rysunku 2 krzywe wzrostu pęknięcia zmęczeniowego jako rezultat obserwacji wykreślono tak, aby zbiegały się w punkcie krytycznego pęknięcia, dla którego podano średnią wartość trwałości całkowitej N_c dla tego poziomu. Na początku każdej krzywej po-



Rys.2. Przykładowe krzywe rozwoju pęknięcia zmęczeniowego dla obciążenia stłoaamplitudowego

dano liczbę cykli zrealizowaną do początku pęknięcia. Krzywe te aproksymowano funkcją Smitha [3] o postaci:

$$\frac{N_1 - N_0}{1000} = A + B \frac{a_0}{a_1} + C \ln \frac{a_1}{a_0} \quad (9)$$

gdzie:

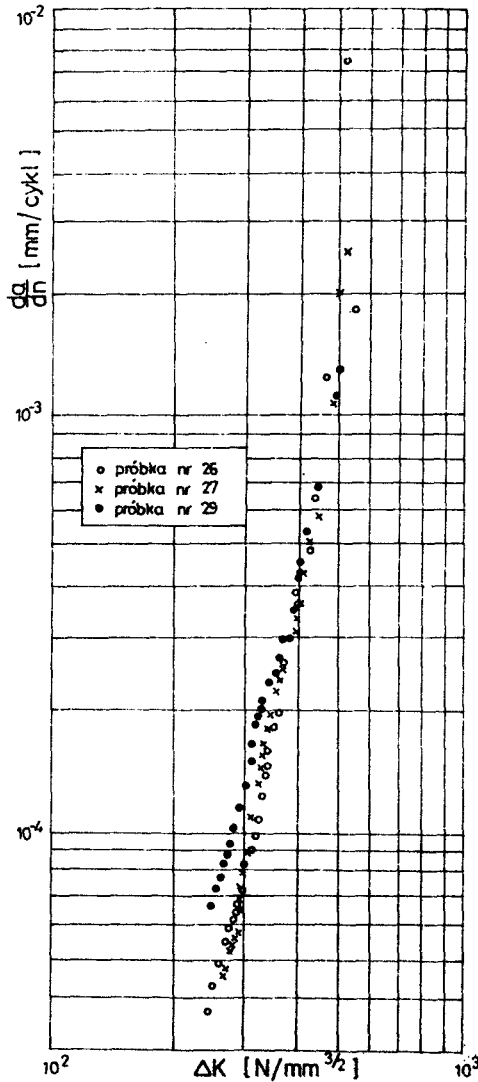
N_1 - liczba cykli do pęknięcia a_1

N_0 - liczba cykli do pęknięcia a_0

Na podstawie tych krzywych opracowano wykres prędkości rozwoju pęknięcia zmęczeniowego w zależności od zakresu współczynnika intensywności naprężenia (rys.3). Przyjmując, jako opisujące tę zależność, równanie Parisa (2) znaleziono metodą najmniejszych kwadratów stałe występujące w tym równaniu:

$$m = 5,331, \quad C = 5,9566 \cdot 10^{-18}$$

Jednocześnie, uzyskane wyniki pozwoliły określić cykliczną odporność na pęknięcie jako $K_{fc} = 780 \text{ N/mm}^{3/2}$.



Rys.3. Wykres zależności prędkości pęknięcia od zakresu współczynnika intensywności naprężenia dla wzoru Parisa

W celu wyznaczenia trwałości na etapie rozwoju pęknięcia próbkę poddano działaniu obciążenia stochastycznego, które z punktu widzenia teorii procesów losowych było obciążeniem o szerokim widmie w zakresie częstotliwości 0-60 Hz z dominującą częstotliwością $f = 6,5$ Hz [5]. Dokonana schematyzacja przebiegu obciążenia [5] pozwoliła określić widmo obciążenia, które w układzie wartości względnych przedstawiono w tabeli 1. Wartość współ-

Tabela 1

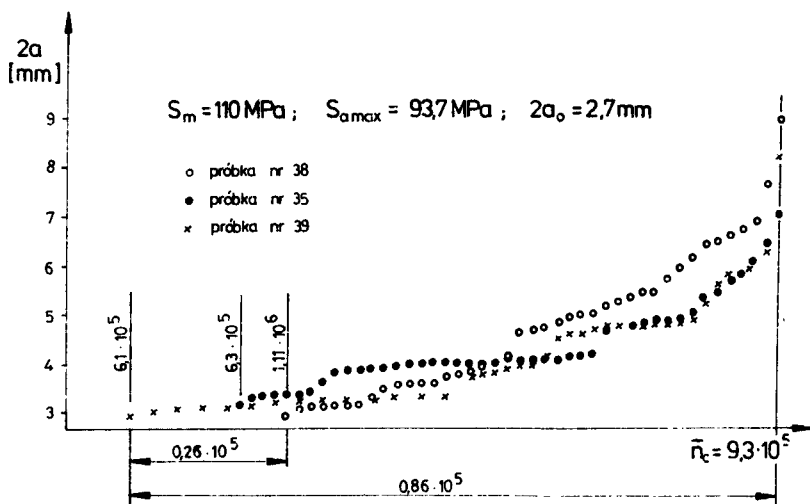
Widmo obciążenia programowanego

Poziom na- prężenia i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{S_{ai}}{S_{amax}}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\frac{n_i}{n_c}$	0,003	0,008	0,008	0,020	0,042	0,071	0,0099	0,169	0,370	0,209

czynnika wypełnienia widma $\xi = 0,23$.

Badania prowadzono na czterech poziomach $S_{amax} = 105,1, 93,7, 73,1, 67,4$ MPa. Uzyskane wyniki (n_{rex}, \bar{n}_{rex}) przedstawiono w tabeli 2.

Podobnie jak w badaniach przy obciążeniu stałoaamplitudowym, od momentu pojawienia się dostrzegalnego pęknięcia zmęczeniowego obserwowano jego rozwój. Na podstawie pomiarów długości pęknięcia od liczby zrealizowanych cykli wykreślono krzywe $2a = f(n)$. Na rysunku 4 pokazano przebieg



Rys.4. Przykładowe krzywe rozwoju pęknięcia zmęczeniowego dla obciążenia stochastycznego

tych krzywych dla trzech wybranych próbek badanych na poziomie $S_{amax} = 93,7$ MPa (rysunek wykonano według zasad rys.2).

Tabela 2

Lp	Nr próbki	S _{amax} MPa	n _r ex cykle	n̄ _r ex cykle	n cykle	ΔN cykle	n _r obl 10 ⁻⁵	
							wg Parisa	
1	33	105,1	0,57 · 10 ⁵	0,68 · 10 ⁵	7080	1	0,39036	
	34		0,5 · 10 ⁵				0,39038	
	35		0,96 · 10 ⁵				0,39044	
2	36	93,7	3,7 · 10 ⁵	1,48 · 10 ⁵	17700	1	x	x
	37		0,75 · 10 ⁵				0,63967	
	38		0,6 · 10 ⁵				0,63996	
	39		0,86 · 10 ⁵				x	
							0,64080	
3	40	79,1	0,18 · 10 ⁶	2,1 · 10 ⁶	17700	10	0,77640	
	41		0,26 · 10 ⁶				1,68645	
	42		0,184 · 10 ⁶				1,68646	
4	32	67,4	0,69 · 10 ⁶	6,5 · 10 ⁶	17700	1	x	x
	43		0,56 · 10 ⁶				1,68650	
	44		0,7 · 10 ⁶				1,68660	
							-	
							4,15594	
		x						
		4,15635						
		4,157						

4. OBLICZENIA TRWAŁOŚCI DLA ETAPU ROZWOJU PĘKNIĘCIA ZMĘCZENIOWEGO PRZY OBCIĄŻENIU PROGRAMOWANYM

Obliczenia trwałości na etapie rozwoju pęknięcia przeprowadzono według wzoru (8) dla danych uzyskanych z badań zmęczeniowych przy obciążeniu stałoamplitudowym, wykorzystaniu widma obciążenia podanego w tabeli 1 oraz sekwencji Lo - Hi - Lo. Do obliczeń przyjmowano różne wartości ΔN . Obliczenia przeprowadzono dla przyrostu jednostkowego $\Delta N = 1$, a więc "cykl po cyklu", oraz dla przyrostów $\Delta N = 2, 4, 5$ i 10 . Dla poziomu najniższego $S_{amax} = 67,4$ nie zrealizowano obliczeń dla $N = 1$ ze względu na bardzo długi czas obliczeń.

Wyniki obliczeń trwałości dla tego etapu przedstawiono w tabeli 2 w kol. 7. W celach porównawczych podano także wyniki badań zmęczeniowych przy obciążeniu stochastycznym (kol. 3 i 4).

Jednocześnie dokonano obliczeń dla różnych pojemności bloku n_λ - wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3

Wyniki obliczeń trwałości etapu propagacji pęknięcia dla różnych liczby cykli n_λ w bloku obciążenia

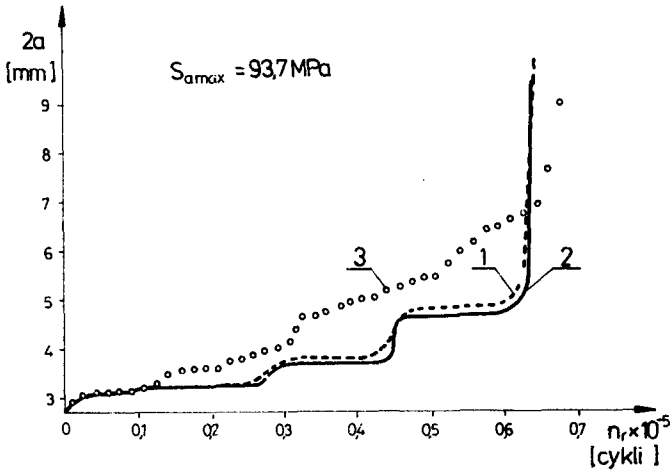
Lp	S_{amax} [MPa]	n_λ [cykle]	n_r obl 10^{-5}
			wg Parisa
1	105,1	354	0,35941
		1416	0,37544
		7080	0,39044
		17700	0,44190
2	93,7	3540	0,6913
		17700	0,7764
3	79,1	3540	1,7179
		17700	1,6866
4	67,4	3540	4,1380
		17700	4,1570

5. ANALIZA WYNIKÓW I WNIOSKI

Analizując dane zawarte w tabelach 2 i 3 można zauważyć, że obliczeniowa trwałość dla etapu rozwoju pęknięcia zmęczeniowego jest niższa od trwałości eksperymentalnej od 20% dla $S_{amax} = 79,1$ MPa do 57% dla $S_{amax} =$

= 93,7 MPa. Różnice w trwałościach przy różnych przyrostach całkowania są rzędu kilku do kilkudziesięciu cykli - jedyny wyjątek dla $\Delta N = 10$, i $S_{amax} = 93,7$ MPa. Wpływ liczby cykli w bloku n_λ obciążenia programowa - nego jest mały, w granicach 10%. W przypadku dużych pojemności, kilka powtórzeń bloku w czasie obliczeń, występują trudności w ocenie trwałości i tu różnice są większe.

W trakcie obliczeń dokonano wydruków długości pęknięcia i liczby cykli co $\frac{1}{5}$ pojemności stopnia - stąd też istnieje możliwość wykonania wykresu rozwoju pęknięcia. Przykładowo, na rysunku 5 przedstawiono wykresy



Rys.5. Obliczeniowe 1,2 i doświadczalna 3 krzywe rozwoju pęknięcia zmęczeniowego

rozwoju pęknięcia dla poziomu $S_{amax} = 93,7$ MPa - eksperymentalny i obliczeniowy. Widać wyraźnie różnice, jeżeli chodzi o kinematykę tego rozwoju - krzywa doświadczalna nie ma gwałtownych przyrostów długości pęknięcia, które to przyrosty są wyraźnie widoczne dla wysokich stopni obciążenia programowanego.

Różnice te są oczywiste, ponieważ w doświadczeniu zastosowano obciążenie stochastyczne, w którym zmiana zakresu naprężeń jest losowa, natomiast w programowanym obciążeniu powtarza się wielokrotnie, w zależności od pojemności cykli w bloku. Porównaniu zatem podlegać może jedynie średni przebieg linii rozwoju pęknięcia, będzie on bliższy eksperymentalnej dla małej liczby cykli n_λ w bloku. W prezentowanych wykresach n_λ jest znaczne, ponieważ w przykładzie tym chodziło o zwrócenie uwagi na stopniowy przebieg krzywej rozwoju, który jest jakościowo zgodny z krzywymi rozwoju uzyskiwanymi w eksperymencie z zastosowaniem obciążenia programowanego.

Na podstawie analizy obliczeń trwałości etapu propagacji można sformułować następujące wnioski:

1. Metoda obliczeń, wobec nie uwzględnienia wpływu odkształceń plastycznych na czole pęknięcia, jest nieczuła na sekwencję obciąże-

- nia, a w małym stopniu na pojemność bloku obciążenia.
2. Przyjęcie większych przyrostów całkowania we wzorze Parisa (w zakresie do 10) nie powoduje zmian trwałości, a proporcjonalnie do wartości ΔN zmniejsza czas obliczeń.
 3. Przyjęcie w obliczeniach obciążenia programowanego prowadzi do różnic w przebiegu rozwoju pęknięcia zmęczeniowego, zależnych od liczby cykli w okresie programu n_A .

LITERATURA

- [1] Glinka G.: Wytrzymałość zmęczeniowa spawalnych stali stopowych o podwyższonej wytrzymałości. Przegląd Techniczny, nr 13, 1978
- [2] Schijve J., Jacobs F.A., Tromp P.J.: The Effect of Load Sequence on Fatigue Crack-Propagation under random Loading and Program Loading, National Aerospace Laboratory, NIR, TR 71014 U, 1971
- [3] Smith A.R.: The determination of fatigue crack growth rates from experimental data, Int. Journ. of Fracture, 9, 1973
- [4] Szala J.: Ocena trwałości zmęczeniowej elementów maszyn w warunkach obciążeń losowych i programowanych. ATR, Zeszyty Naukowe nr 79, Mechanika 22, Bydgoszcz 1980
- [5] Szala J., Sempruch J., Topoliński T.: Sprawozdanie za lata 1981-82 z realizacji pracy w ramach problemu węzłowego PW 05.12 tematu 5.5 pt. Obliczenia i badania zmęczeniowe elementów konstrukcyjnych w warunkach obciążeń losowych i programowanych. Akademia Techniczno - Rolnicza w Bydgoszczy, praca nr BZ-22/81, Bydgoszcz 1982
- [6] Szala J., Topoliński T.: Badania zmęczeniowe próbek ze stopu PA7 przy obciążeniu sinusoidalnym i stochastycznym. Prace Wydziału Nauk Technicznych BTN, seria Mechanika (w druku)
- [7] Yokobori T.: A kinetic approach to fatigue crack propagation, Physics of Strength and Plasticity, Cambridge, Massachusetts, December 1968

CALCULATION OF FATIGUE LIFE OF MACHINE PARTS UNDER STOCHASTIC
LOADING FOR CRACK PROPAGATION STAGE

Summary

The paper presents the calculation of fatigue life under stochastic loading for the second stage of the fatigue process, i.e. crack propagation. The life calculation is based on the representative programmed loading according to Paris formula.

The results of the calculation were verified by the research on fatigue crack propagation of flat samples with a notch made of aluminium alloy PA7 under stochastic loading.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННЫХ СЛУЧАЙНЫХ НАГРУЗОК ДЛЯ ЭТАПА РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ

Резюме

В статье представлен расчет на усталость для второго этапа усталостного процесса - роста трещины. Для расчета использовали замещающую программированную нагрузку одновременно с уравнением Париса. Результаты сравнивались с результатами испытаний образцов изготовленных из алюминия сплава PA7 в условиях переменных случайных нагрузок.

Marian Szymański
Jan Łukasiewicz

MIESZANIE KOMPONENTÓW MASY AZBESTOWO-CEMENTOWEJ

W artykule przedstawiono analizę mieszania azbestów z cementem w turbomikserze oraz projekt mieszalnika z mieszadłem wstęgowym, którym należy zastąpić turbomikser. Nowe urządzenie zapewnia poprawny przebieg mieszania. Przyczynia się przez to do lepszego wykorzystania surowców.

1. WPROWADZENIE

Wytwarzanie płyt azbestowo-cementowych na maszynach formujących poprzedzone jest szeregiem zabiegów i operacji technologicznych mających na celu sporządzenie jednorodnej zawiesiny wodnej azbestu i cementu. Są to: ważenie i dozowanie komponentów, rozwióknianie azbestów, sporządzenie wodnej zawiesiny azbestów, dozowanie cementu, magazynowanie i transport międzyoperacyjny.

Na podstawie przeprowadzonych badań nad rozwióknianiem azbestów stwierdzono, że bezpośrednie mechaniczne oddziaływanie elementów maszyn rozwiókniających na wiązki i skupiska włókien azbestów powoduje nie tylko rozwióknianie, lecz także niepożądane łamanie i skracanie w wyniku cięcia. Obniża to w sposób znaczny własności użytkowe azbestów i powoduje określone trudności w przebiegu formowania płyt na maszynach formujących oraz pogarsza własności wytrzymałościowe gotowych wytworów.

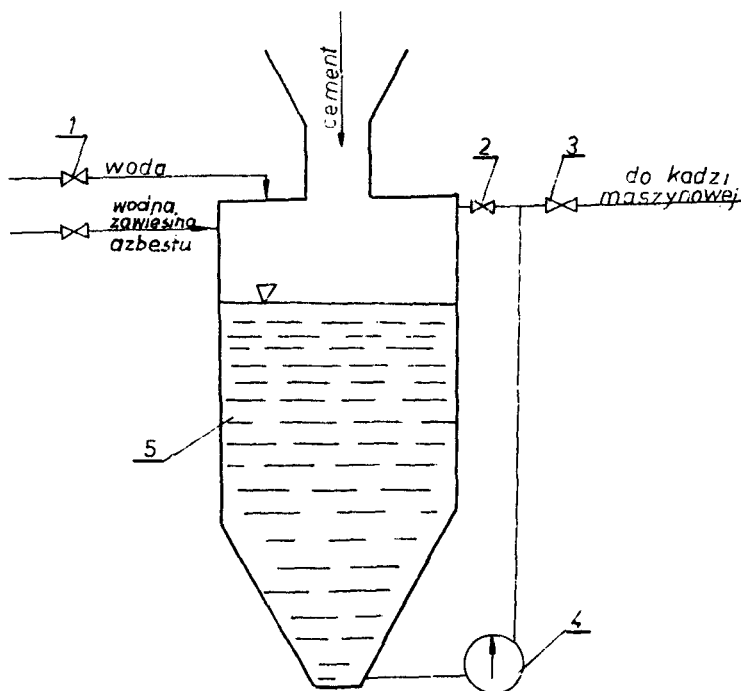
Dalsza degradacja włókien azbestów następuje w wyniku mechanicznego oddziaływania łopatek pompy transportującej wodną zawiesinę azbestów oraz w procesie mieszania jej z cementem.

Przebieg procesu mieszania ma więc istotny wpływ nie tylko na jakość gotowych płyt, lecz także na formowanie i odwadnianie wstęgi azbestowo-cementowej, oszczędne wykorzystanie surowców i wydajność maszyn formujących. Mieszalnik zainstalowany w węźle przygotowania masy azbestowo-cementowej winien zapewniać uzyskanie jednorodnej zawiesiny azbestów i cementu w wodzie przy możliwie największym ograniczeniu niszczenia włókien azbestów wskutek oddziaływania elementów roboczych urządzenia.

2. ANALIZA MIESZANIA KOMPONENTÓW MASY AZBESTOWO-CEMENTOWEJ

Używany obecnie w wielu wytwórniach płyt azbestowo-cementowych system mieszania zawiesiny azbestów z cementem z zastosowaniem turbomiksera powoduje nadmierne niszczenie włókien azbestów w wyniku oddziaływania elementów roboczych pompy cyrkulacyjnej oraz mechanicznego oddziaływania na przepływającą zawiesinę elementów konstrukcyjnych mieszalnika i rurociągów. Dodatkowo w cieczy zachodzi intensywne oddziaływanie hydromechaniczne wynikające z różnic prędkości strumieni mieszanej zawiesiny. W układzie tym pompa stanowi jedyne urządzenie mieszające.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat turbomiksera.



Rys.1. Schemat budowy turbomiksera

Wsad azbestów rozwiłkniiony uprzednio w instalacji rozwiłkniającej, w postaci zawiesiny wodnej, po otwarciu zaworu oznaczonego na rysunku 1 cyfrą 1, transportowany jest rurociągiem do zbiornika turbomiksera. Zbiornik ten ma kształt cylindryczny z dnem stożkowym i wykonany jest z blachy stalowej. Przed operacją dozowania cementu do zawiesiny azbestów otwierany jest zawór na rurociągu doprowadzającym wodę w celu rozcienczenia zawiesiny do odpowiedniego stężenia wynikającego z ilości suchej masy azbestów oraz ilości dodawanego cementu. Poziom zawiesiny w turbomikserze sygnalizowany jest za pomocą mechanizmu piywakowego.

Proces mieszania w turbomikserze rozpoczyna się z chwilą uruchomienia pompy cyrkulacyjnej 4 po uprzednim otwarciu zaworu 2 i zamknięciu zaworu 3. Jednocześnie zostaje otwarta zasuwa zsypu cementu. Cement odważany jest na specjalnej automatycznej wadze, zainstalowanej w umieszczonym nad turbomikserem urządzeniu zsypowym.

Mieszanie zawiesiny azbestów z dodawanym do niej cementem następuje w wyniku wymuszonego przepływu w obiegu zamkniętym powodowanego działaniem pompy cyrkulacyjnej 4.

Stężenie zawiesiny azbestów podawanej do turbomiksera z układu rozwióknienia waha się w granicach od 4,5 do 5,5%, w zależności od sposobu rozwióknienia i składu stosowanej mieszanki azbestów. W zależności od realizacji technologii przygotowania masy azbestowo-cementowej i wymaganych parametrów tej masy dozowane jest od 800 do 900 kg cementu do 5 m³ zawiesiny azbestów.

Mieszanie zawiesiny azbestowo-cementowej prowadzone jest przy stężeniu około 22%.

Czas mieszania zawiesiny azbestowo-cementowej może być dowolnie zaprogramowany za pomocą miernika czasu zainstalowanego w szafie sterowniczej z przyciskami do uruchamiania i wyłączania pomp i maszyn rozwiókniających. Miernik czasu sprzężony jest z sygnalizacją świetlną informującą obsługę turbomiksera o zakończeniu cyklu mieszania. Ręcznie sterowane zawoły 2 i 3 umożliwiają skierowanie strumienia zawiesiny do kadzi maszyny formującej. W tym celu należy otworzyć zawór 3, a następnie zamknąć zawór 2. Po wypompowaniu zawiesiny z turbomiksera do kadzi, wyłączona zostaje pompa cyrkulacyjna 4.

Przedstawiony system mieszania zawiesiny azbestowo-cementowej ma charakter okresowy i wynika on między innymi z cyklicznie prowadzonego procesu rozwióknienia azbestów w instalacji rozwiókniającej.

Dla określenia wpływu oddziaływania mieszania w turbomikserze na włókna azbestów, przeprowadzono badania własności masy azbestowej i włókien przed turbomikserem i po mieszanii masy w tym urządzeniu trwającym 210 s. Badania przeprowadzono dla mieszaniny azbestów o składzie:

I zestaw

azbest P-3-60 - 25 kg

azbest SIPL - 12,5 kg

II zestaw

azbest P-5-65 - 75 kg

azbest 5 M - 30 kg

Przed podaniem do turbomiksera I zestaw azbestów rozwiókniany był przez 600 s w gniotowniku, azbest P-5-65 w gniotowniku obrabiany był przez 300 s, a azbest 5 M dozowany bezpośrednio do hydropulpera, w którym mieszanie azbestów po rozcieńczeniu wodą do stężenia 5% rozwiókniano przez 210 s. Wyniki badań podano w zamieszczonej tabeli 1.

Histogramy przedstawione na rysunku 2 i 3 obrazują rozkład grubości wiązek włókien w mieszaninie azbestów przed i po mieszanii w turbomikserze. Pomiar grubości wiązek wykonano za pomocą mikroskopu. Nadmienić na-

Tabela 1

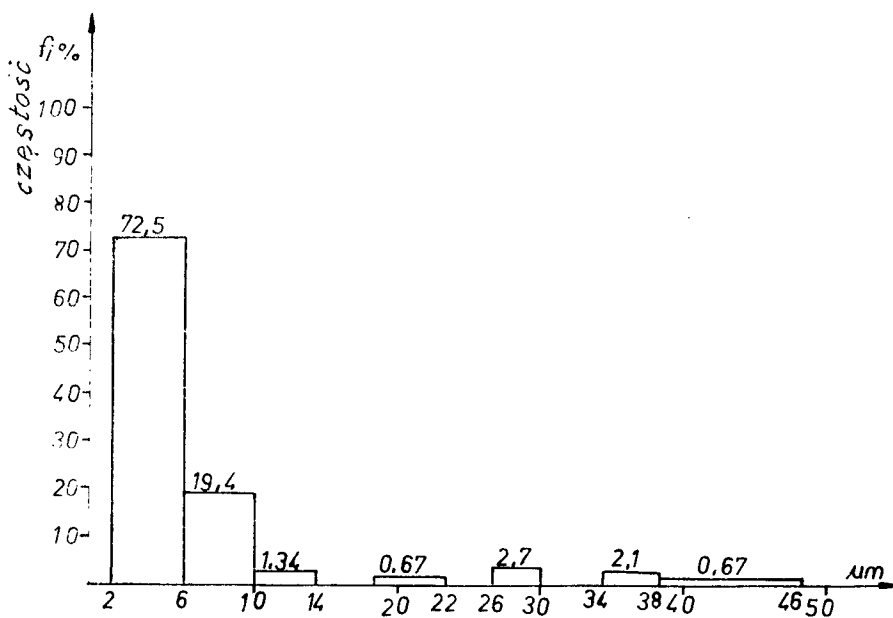
Własności masy azbestowej przed i po mieszaniu
w turbomikserze

Rodzaj masy azbestowej	Filtracja /s/	Sedymentacja %	Średnia grubość wiązek włókien um
masa przed mieszaniem w turbomikserze	234	70	8,792
masa po mieszaniu w turbomikserze	272	82	6,742

Uwaga:

Filtrację oznaczono wg BN-66/6750-01

Sedymentację oznaczono wg BN-66/6750-06



Rys.2. Rozkład grubości wiązek włókien w mieszaninie azbestów po rozwióknieniu w gniotowniku i hydropulperze /przed turbomikserem/



Rys.3. Rozkład grubości wiązek włókien w mieszaninie azbestów po mieszanii przez 210 s w turbomikserze

leży, że w mieszaninie azbestów po obróbce w turbomikserze stwierdzono około 50% frakcji drobnej, wytworzonej w wyniku łamania włókien.

Zjawisko łamania włókien występuje w turbomikserze szczególnie intensywnie, gdyż mieszana w nim masa azbestowa składa się z cienkich, a więc o małej odporności na obciążenia, wiązek włókien.

Przeprowadzone badania mieszania zawiesiny azbestowo-cementowej w turbomikserze i przebiegu formowania płyt na maszynie formującej wykazały, że w czasie mieszania następuje niszczenie włókien azbestów, polegające na ich skracaniu w wyniku oddziaływania łopatek pompy cyrkulacyjnej na przepływający strumień masy. Powstająca frakcja drobna wpływa na pogorszenie zdolności odwadniania formowanych płyt oraz przedostawanie się zbyt dużych ilości frakcji stałej do wód odciekowych. Skrócenie czasu mieszania masy w turbomikserze wprawdzie zmniejszyło stopień niszczenia włókien, lecz także powodowało niedostateczne wymieszanie składników zawiesiny, co w jeszcze większym stopniu wywierało negatywny wpływ na przebieg formowania i wytrzymałości wytwarzanych płyt.

Z tych względów uznano, że stosowany system mieszania zawiesiny azbestów z cementem winien być zastąpiony innym rozwiązaniem, pozbawionym wyżej wymienionych wad. Urządzenie techniczne mające zastąpić turbomikser winno zapewnić uzyskanie większej jednorodności zawiesiny azbestowo-cementowej, przy jednoczesnym wyeliminowaniu ujemnych skutków mieszania zawiesiny systemem wymuszonego przepływu w układzie zamkniętym.

Mieszalnik taki powinien spełniać następujące wymagania:

- konstrukcja mieszalnika winna być dostosowana do aktualnie eksploatowanych linii technologicznych wytwarzania płyt azbestowo-cementowych w krajowych wytwórniach,
- jednorazowy wsad suchej masy azbestów wynosi do 150 kg,
- stężenie wodnej zawiesiny azbestów podawanych z instalacji rozwiłkowania do mieszalnika wynosi około 5%,
- stężenie masy azbestowo-cementowej w projektowanym mieszalniku wynosi 22%,
- udział wagowy azbestów w masie azbestowo-cementowej wynosi 12,6%,
- konstrukcja winna zapewniać prostą technologię wytwarzania maszyn, możliwą do zrealizowania w średnio wyposażonym w środki techniczne warsztacie mechanicznym.
- każdy mieszalnik zapewnić musi akumulację masy o objętości odpowiadającej ilości masy przygotowywanej w jednym cyklu jej obróbki.

Na podstawie analizy przedstawionych wyżej wymagań dotyczących sposobu działania i wymaganej zdolności akumulacyjnej, sprecyzowano podstawowe kryteria oceny przydatności różnych typów, możliwych do zastosowania w skali przemysłowej mieszalników do mieszania zawiesiny azbestów z cementem.

Kryteria te uszeregowano w następującej kolejności:

1. Ograniczenie mechanicznego niszczenia włókien azbestów przy jednoczesnej poprawie jednorodności masy i stopnia jej zmieszania.
2. Zdolność akumulacji azbestowo-cementowej.
3. Pracochłonność, łatwość konserwacji i obsługi urządzenia.
4. Zużycie energii.
5. Koszty eksploatacyjne.
6. Łatwość dostosowania do istniejących warunków montażowych.
7. Prostota budowy i niezawodność działania.
8. Ograniczenie napowietrzania masy.
9. Koszty inwestycyjne.
10. Zapotrzebowanie miejsca i dostosowanie do różnych możliwości zabudowy urządzenia.

Rozpatrzono możliwość zastosowania do operacji mieszania zawiesiny azbestowo-cementowej w węźle przygotowania masy następujących maszyn:

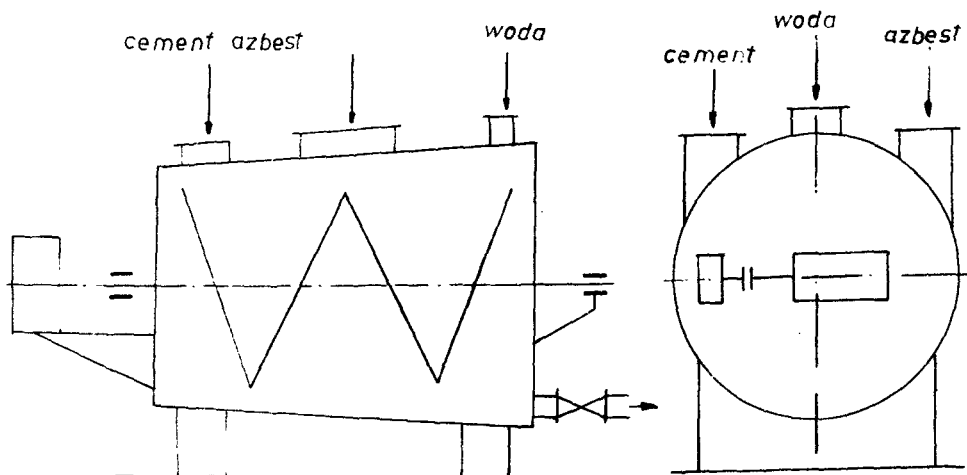
- mieszalnik pneumatyczny,
- mieszalnik pionowy łopowy,
- mieszalnik pionowy wstęgowy,
- mieszalnik poziomy łopatkowy,
- mieszalnik poziomy wstęgowy,
- mieszalnik propelerowy,
- mieszalnik z pompą recyrkulacyjną.

Wnikliwa analiza założeń konstrukcyjnych i przyjętych kryteriów oceny rozpatrywanych rozwiązań wykazała, że najkorzystniejszym urządzeniem do mieszania zawiesiny azbestów z cementem jest mieszalnik poziomy, wyposażony w wstęgowy element mieszający.

Mieszalnik poziomy wstępowy do mieszania zawiesiny azbestów z cementem

Opracowany projekt mieszalnika obejmuje dwie wersje rozwiązania jego konstrukcji.

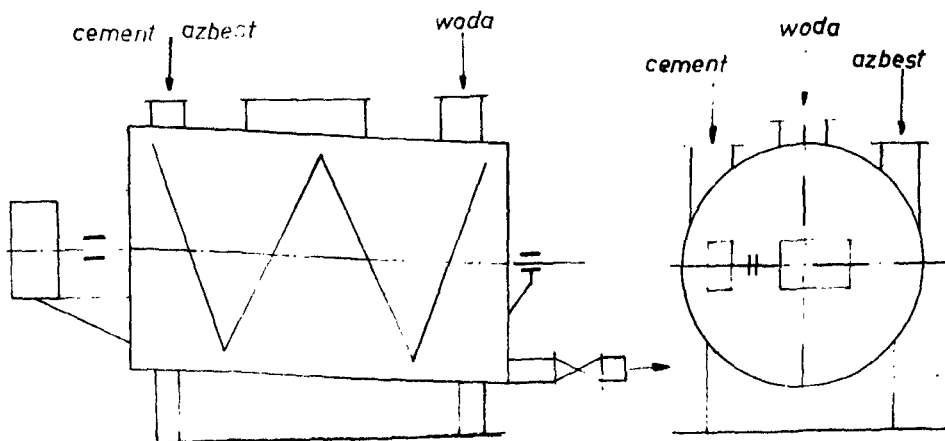
Wersja I przedstawiona na schemacie zamieszczonym na rysunku 4 ma stożkowy kształt kadzi. Kąt pochylenia tworzącej kadzi wynosi $1^{\circ}54'$



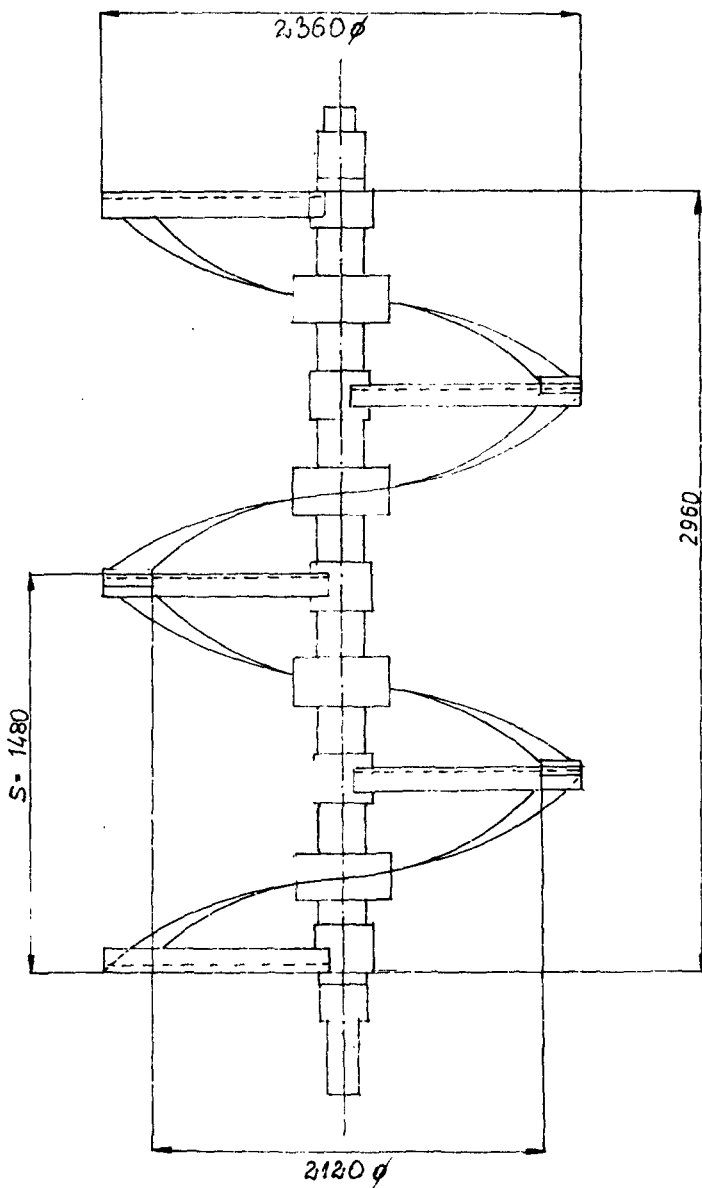
Rys.4. Mieszalnik z kadzią stożkową

ma ułatwić spływ zawiesiny azbestowo-cementowej w kierunku króćca odpływowego. Taki kształt kadzi komplikuje technologię jej wykonania, lecz zapewnia możliwość poziomego ustawienia zespołu napędowego mieszadła.

W wersji II przedstawionej na rysunku 5 kadź mieszadła ma kształt cylindryczny.



Rys.5. Mieszalnik z kadzią cylindryczną



Rys. 6. Mieszadło wstępowe

Pochylenie tworzącej kadzi zapewnia grawitacyjny spływ zawiesiny w kierunku króćca spustowego. Kadź ustawiona jest w położeniu nachylonym pod kątem 2° do poziomu.

Mieszadło ma kształt walcowego ślimaka wstęgowego. Rozwiązanie to zapewnia prostszą technologię wykonania kadzi i mieszadła oraz mniejsze zużycie materiałów. Wadą tego mieszalnika jest to, że napęd mieszadła, silnik wraz z przekładnią, nachylone są pod kątem 2° .

Na rysunku 6 zamieszczono szkic elementu roboczego projektowanego mieszalnika - mieszadła wstęgowego.

Przedstawione konstrukcje mieszalników z mieszadłem wstęgowym do mas azbestowo-cementowych winny zapewniać uzyskanie pozytywnych efektów procesu mieszania, zgodnie ze stawianymi wymogami procesu technologicznego. Pompa współpracująca z mieszalnikiem służy jedynie do transportu gotowej zawiesiny azbestowo-cementowej z kadzi mieszalnika do kadzi maszyny formującej i tak została dobrana by oddziaływanie jej elementów roboczych na przepływającą zawiesinę było jak najmniejsze.

Modernizacja węzła mieszania w linii technologicznej wytwarzania płyt azbestowo-cementowych, polegająca na zastąpieniu turbomiksera przez mieszalnik poziomy wstęgowy, jest jednym z ogniw łańcucha działań na drodze do poprawy jakości wytwarzanych płyt azbestowo-cementowych i lepszego, oszczędniejszego wykorzystania surowców.

3. WNIOSKI

Mieszanie zawiesiny azbestów z cementem w turbomikserach powoduje skracanie włókien azbestów, głównie w wyniku mechanicznego oddziaływania łopatek pompy cyrkulacyjnej wymuszającej przepływ w obiegu zamkniętym.

Zastąpienie turbomiksera mieszalnikiem poziomym wstęgowym ograniczy niszczenie azbestów wskutek cięcia i łamania włókien, przez co poprawi stopień wykorzystania ich własności zbrojących, przyczyniając się tym samym do zwiększenia własności wytrzymałościowych wytwarzanych płyt.

Spodziewane jest także uzyskanie lepszej jednorodności masy azbestowo-cementowej, a tym samym zmniejszenie strat surowców w procesie odwadniania formowanej wstęgi na sitach cylindrycznych maszyn formujących.

LITERATURA

- [1] Szymański M., Łukasiewicz J.: Badania nad wdrożeniem metody rozwiókania azbestów generowanymi mechanicznie szybkozmiennymi pulsacjami ciśnienia ATR Bydgoszcz 1979 /praca niepublikowana/
- [2] Szymański M., Łukasiewicz J.: Opracowanie urządzenia technicznego do mieszania komponentów w węźle przygotowania masy nie niszczącego włókna azbestu. ATR 1981 /praca niepublikowana/

PROCESS OF MIXING ASBESTOS-CEMENT PULP COMPONENTS

Summary

An analysis of the mixing process of asbestos-with cement in the mixer with a circulating pump and a design of a construction of the ribbon mixer were presented. This new device ensures a correct course of the mixing process and contributes to a better utilization of raw material.

ПЕРЕМЕШИВАНИЕ КОМПОНЕНТОВ АСБЕСТО-ЦЕМЕНТНОЙ МАССЫ

Резюме

В статье представлен анализ перемешивания асбеста с цементом в турбомиксере и проект смешительного бачка с ленточной мешалкой, которой следует заменить турбомиксер. Новое устройство обеспечивает правильный ход перемешивания, что способствует лучшему использованию сырья.

Marian Szymański

FORMOWANIE PŁYT AZBESTOWO-CEMENTOWYCH NA MASZYNACH
Z SITAMI CYLINDRYCZNYMI

Przedstawiono wyniki badań nad pracą sit cylindrycznych maszyn formujących płyty azbestowo-cementowe i propozycję zmian konstrukcji sit. Wprowadzone zmiany spowodowały wzrost wydajności i sprawności tych urządzeń.

1. WPROWADZENIE

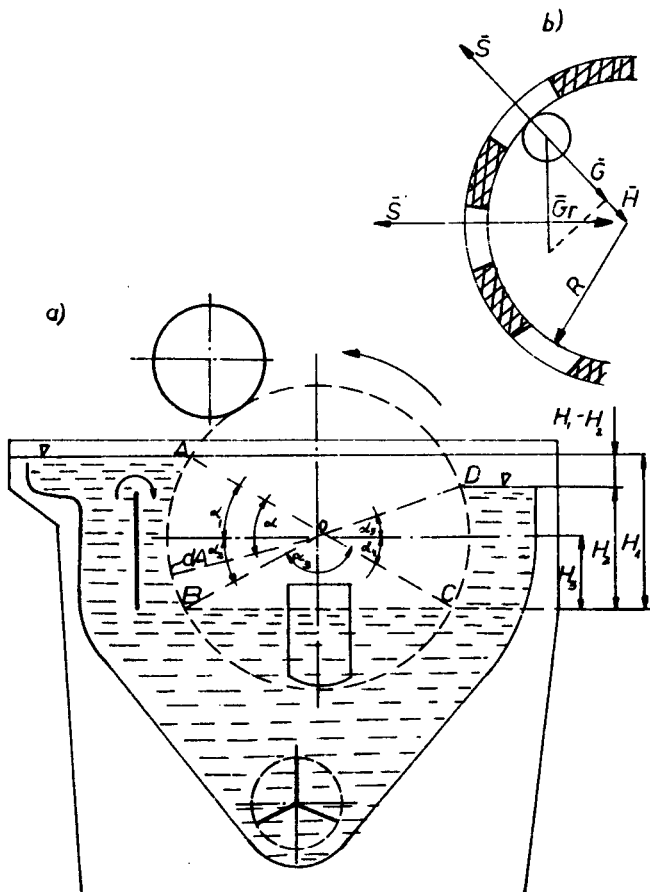
Na wydajność maszyn formujących płyty azbestowo-cementowe decydujący wpływ wywiera prędkość obwodowa cylindrów sitowych oraz ciśnienie filtracji, zależne od różnicy poziomów zawiesiny azbestowo-cementowej w wannie i wody odciekowej wewnątrz cylindra sitowego. Płyty wytwarzane na maszynach z sitami cylindrycznymi formowane są w wyniku ciągłej filtracji wody z zawiesiny azbestu i cementu wypełniającej wannę do wnętrza wirującego cylindra sitowego. Wskutek różnic prędkości przepływu zawiesiny w wannie i prędkości obwodowej cylindra sitowego w warstwach elementarnych płyt tworzących się na jego powierzchni, istnieje tendencja do ukierunkowania się włókien azbestu. Przyjmują one ułożenie równoległe do kierunku prędkości obwodowej cylindra. Zjawisko to powoduje, że wytrzymałość płyty na zginanie w przekroju prostopadłym do kierunku ruchu maszyny formującej jest znacznie większa niż w przekroju równoległym. Wytworzona w ten sposób anizotropia cech wytrzymałościowych płyt obniża, przy zbyt dużej jej wartości, własności użytkowe wytworu.

Określenie zależności między parametrami konstrukcyjnymi sit cylindrycznych maszyny formującej i własnościami wytwarzanych płyt ma duże znaczenie, zarówno dla eksploatacji maszyn formujących, jak i dla ich konstruowania.

W dalszej części pracy przedstawiono opis i wyniki badań przeprowadzonych dla ustalenia zależności między podstawowymi parametrami technologicznymi sit cylindrycznych oraz wydajnością maszyny i własnościami formowanych na niej płyt. Badania przeprowadzono na czterech maszynach formujących, wyprodukowanych przez "Fampe" w Cieplicach Śląskich.

2. WPŁYW PRĘDKOŚCI OBWODOWEJ CYLINDRA SITOWEGO I CIŚNIENIA FILTRACJI NA FORMOWANIE WARSTW ELEMENTARNYCH PŁYT

Na rysunku 1 przedstawiono schemat sita cylindrycznego maszyny formującej oraz układ sił działających na cząstkę wody przepływającą przez warstwę filtracyjną, jaką stanowi powierzchnia cylindra sitowego z utworzoną na niej warstwą elementarną płyty.



Rys.1. Schemat budowy sita cylindrycznego

a/ sito cylindryczne

b/ układ sił działających na cząstkę wody przepływającej przez warstwę filtracyjną

S - siła odśrodkowa, Gr - składowa siła ciężkości na kierunku promienia, H - siła odciśnienia filtracji

Formowanie warstwy elementarnej rozpoczyna się w chwili zanurzenia się powierzchni sита w zawieszynie azbestowo-cementowej. Początek strefy formowania oznaczono na rysunku 1 punktem A, a koniec odpowiadający chwili wynurzenia się powierzchni cylindra z zawiesziny, punktem D. Warstwa włókien i cementu uformowana na powierzchni cylindra zdejmowana jest filcem dociskanyim do niej walcem wyżymakowym.

Wydajność teoretyczną sита cylindrycznego obliczyć można ze wzoru (1):

$$m_c = B \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c \cdot v \cdot R}{\eta \cdot r_{ms}}} \cdot \Delta P \quad (1)$$

gdzie:

- m_c - wydajność sита cylindrycznego w kg/s,
- B - szerokość robocza sита w m,
- c - masa zatrzymanej na powierzchni sита suchej masy przy prze-filtrowaniu 1 m³ wody w kg/m³,
- v - prędkość obwodowa cylindra sitowego w m/s,
- R - promień cylindra sitowego w m,
- η - lepkość dynamiczna wody w kg/m·s,
- r_{ms} - opór właściwy warstwy filtracyjnej w m/kg,
- ΔP - ciśnienie filtracji /zmiennie wzdłużne strefy formowania/ w Pa.

Wzór powyższy odnosi się do uproszczonego modelu formowania warstwy elementarnej, w którym pominięto wpływ siły odśrodkowej wywołanej ruchem obrotowym cylindra na przepływ wody przez sito robocze, oraz oddziaływanie na powierzchnię filtracyjną omywającej ją zawiesziny, przepływającej w wannie sита [1].

W wyniku oddziaływania sił adhezji oraz elementów konstrukcji szkieletu nośnego cylindra wewnętrzna jego powierzchnia wynurzająca się z wody odciekowej unosi pewną jej ilość. Układ sił działających na cząstkę wody przylegającą do wewnętrznej powierzchni sита przedstawia rysunek 1a.

Przy dużej prędkości obrotowej cylindra, gdy spełniony jest warunek: $S > G_r + H$ woda z warstwy przylegającej do wewnętrznej jego powierzchni zaczyna przepływać na zewnątrz, tworząc pod warstwą elementarną uformowaną na sicie warstewkę wody. Zjawisko to powoduje nawilżenie warstwy elementarnej i obklekanie jej po powierzchni sита. Prędkość obwodowa cylindra sitowego, przy której siła odśrodkowa osiąga wartość powodującą przepływ wody w kierunku zewnętrznej powierzchni cylindra, nosisi nazwę prędkości granicznej. Stanowi ona granicę formowania warstwy elementarnej płyt na powierzchniach cylindrów sitowych. Prędkość graniczna dla cylindra sitowego odpowiada osiągnięciu na powierzchni cylindra przyspieszenia dośrodkowego, równego 5,5 m/s². Badania prowadzono na maszynach formujących, które miały sита cylindryczne o średnicach zewnętrznych cylindrów równych 0,9 m. Graniczna prędkość dla nich, obliczona ze wzoru (1):

$$v_{gr} = \sqrt{a_n \cdot \frac{D_z}{2}} \quad (2)$$

gdzie:

a_n - przyspieszenie dośrodkowe $a_n = m/s^2$
 D_z - średnica zewnętrzna cylindra w m

jest równa 1,55 m/s. Pomierzone prędkości obwodowe cylindrów sitowych w badanych maszynach zawarte są w zakresie od 0,9 do 0,94 m/s.

Na podstawie badań pracy sit cylindrycznych stwierdzono, że najkorzystniejsza ze względu na wydajność sita prędkość robocza wynosi około $0,6 v_{gr}$ [1,2].

Badane sita pracowały więc z prędkością zbliżoną do prędkości optymalnej ze względu na wydajność, która to prędkość wynosi dla nich $v = 0,6 \cdot 1,57 = 0,942$ m/s.

Wartości powyższe traktować należy jako przybliżone i orientacyjne. Dokładną wartość prędkości optymalnej dla rozpatrywanych sit można ustalić na podstawie wyników badań wydajności sit zainstalowanych w maszynach formujących przy zmiennych ich prędkościach. Badań takich nie przeprowadzono, gdyż było to niemożliwe ze względu na zakłócenie procesu wytwarzania płyt.

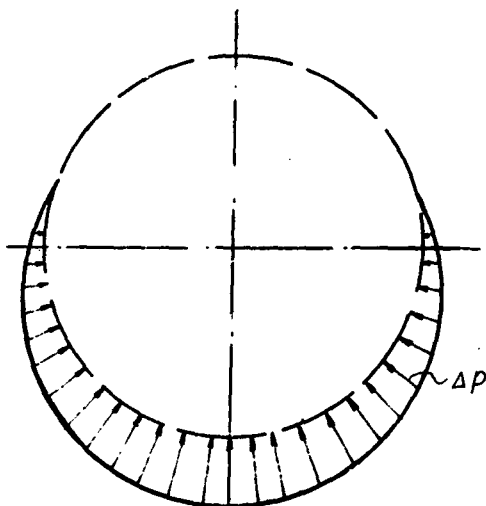
Ciśnienie filtracji jest czynnikiem warunkującym formowanie warstw elementarnych płyt na powierzchniach cylindrów sitowych. Wywiera ono również znaczny wpływ na budowę strukturalną tych warstw. Im wartość jego jest większa, tym bardziej zawarta jest struktura formowanej warstwy. Zmiany na szerokości maszyny wartości ciśnienia filtracji powodowane wahaniami poziomów zawiesiny w wannie i wody odciekowej wewnątrz cylindra sitowego są przyczynami zmian grubości płyty na jej szerokości.

Całkowite ciśnienie filtracji jest sumą ciśnienia hydrostatycznego, ciśnienia wytworzonego oddziaływaniem siły odśrodkowej oraz ciśnienia wytworzonego oddziaływaniem elementów konstrukcyjnych szkieletu nośnego cylindra. Dwa ostatnie składniki są pomijalnie małe w porównaniu z wartością ciśnienia hydrostatycznego.

Wpływ ciśnienia wywołanego działaniem siły odśrodkowej na uformowaną warstwę po wynurzeniu się jej z zawiesiny przedstawiono przy omawianiu prędkości granicznej cylindra.

Wartość ciśnienia hydrostatycznego, określona różnicą poziomów zawiesiny w wannie i wody odciekowej wewnątrz cylindra zmienia się wzdłuż jego łuku zanurzonego w zawieszynie. Przebieg tych zmian przedstawiono na rysunku 2.

Wartość ciśnienia hydrostatycznego w sitach badanych maszyn formujących określono na podstawie pomiarów różnicy poziomów zawiesiny w wannach i wody odciekowej we wnętrzach cylindrów sitowych. Poziom wody odciekowej przefiltrowanej do wnętrza cylindrów ustalono za pomocą specjalnie zainstalowanych poziomowskazów wykonanych z rurek szklanych o średnicy wewnętrznej 20 mm.



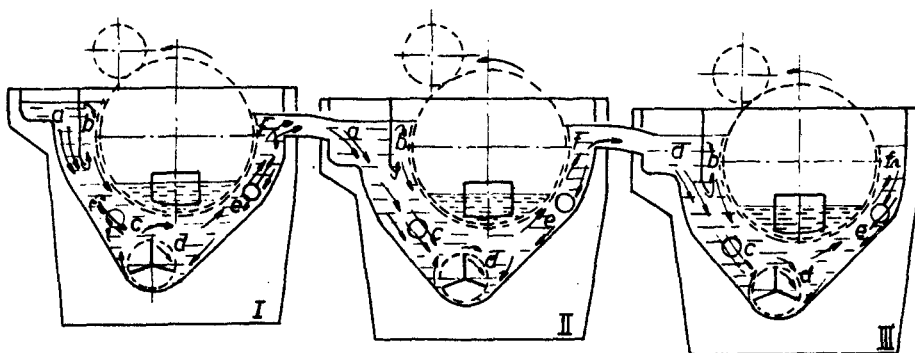
Rys.2. Rozkład ciśnienia hydrostatycznego wzdłuż łuku cylindra zanurzonego w zawieszynie

Na podstawie pomierzonych ciśnień hydrostatycznych oraz analizy konstrukcji układu odprowadzającego przefiltrowaną do wnętrza cylindrów sitowych wodę odciekową wprowadzono do badanych sit zmiany w ich budowie, które umożliwiły zwiększenie ciśnienia filtracji o 11%. Dalsze zwiększenie ciśnienia filtracji osiągnąć można przez wytworzenie wewnątrz cylindrów sitowych podciśnienia, poprzez podłączenie do nich wentylatorów ssących. Stanowiłoby to nowe rozwiązanie konstrukcyjne w budowie sit cylindrycznych maszyn formujących płyty azbestowo-cementowe.

3. RUCH ZAWIESINY WŁÓKNISTEJ W WANNIE SITA CYLINDRYCZNEGO I JEGO WPŁYW NA PRACĘ SITA

Przepływ zawieszyny azbestu i cementu w kanale utworzonym między dnem wanny a powierzchnią cylindra sitowego ma bardzo złożony charakter. Dodatkowo zaburzenia ruchu zawieszyny powoduje oddziaływanie łopatek zainstalowanego w dolnej części wanny mieszadła. Dla określenia kierunków przepływu zawieszyny w wannie przeprowadzono badania i obserwacje pracy sit maszyn formujących. Kierunki przepływu zawieszyny ustalono obserwując jej ruch poprzez wzierniki specjalnie zainstalowane w bocznych ścianach wanny sita. Kierunki przepływu zawieszyny przedstawiono na rysunku 3, zaznaczając je strzałkami.

W strefach oznaczonych na rysunku 3 literą a, obejmujących obszary wlewu sit, zawieszyna przepływa szybkim ruchem w kierunku zgodnym z ruchem powierzchni cylindra sitowego. Przy powierzchni cylindra sitowego tworzy



Rys.3. Przepływ zawiesiny w wannach sit cylindrycznych

się warstewka przyścienna "b", poruszająca się z prędkością zbliżoną do prędkości obwodowej cylindra. Po dopłynięciu do obszaru przelewu część zawiesiny zawraca, tworząc strumień powrotny w pobliżu dna wanny, a w sitach I i II część przelewa się do wanny następnego sita. Powrotny strumień zawiesiny płynie wolno. Zawiesina tworząca go jest sflokulowana i zagęszczona. Występują w nim lokalne zawirowania. W strefie "d" ruch cieczy wymuszony jest oddziaływaniem łopatek mieszadła zainstalowanego w dolnej części wanny. Mieszadło wytwarza intensywne zawirowania zawiesiny. Mieszadła badanych sit wirowały z prędkością obrotową 187 obr/min. W wyniku różnic prędkości przepływu zawiesiny i powierzchni cylindra sitowego powstają siły styczne do jego obwodu, powodujące ukierunkowanie się włókien azbestu w formowanej warstwie elementarnej.

Badania nad anizotropią własności wytrzymałościowych w trytrzymałościowych płyt

Dla określenia anizotropii własności wytrzymałościowych oraz jej zależności od parametrów pracy maszyny formującej przeprowadzono badania wytrzymałościowe na zginanie płyt falistych typu NF-9 i WF-6 w przekrojach prostokątnych i równoległych do grzbietów fal. Grzbiety fal płyt są równoległe do kierunku ruchu maszyny. Badania przeprowadzono na próbkach wycinanych z losowo pobieranych płyt wytwarzanych w normalnych warunkach eksploatacyjnych. Próbki pobierano z płyt wytwarzanych na dwóch maszynach formujących płyty NF-9 i dwóch formujących płyty WF-6. Oznaczenia wytrzymałości płyt w przekrojach prostokątnych do grzbietu fali wykonywano wg normy PN-70/B-14043, a w przekroju równoległym do grzbietu fali - zgodnie z normą PN-57/B-14041. Dla każdej z badanych czterech maszyn formujących wykonano po 50 oznaczeń dla przekrojów prostokątnych i po 50 dla przekrojów równoległych do grzbietów fal. Dla zachowania pełnej porównywalności wyników, próbki do oznaczeń wytrzymałości na zginanie w przekrojach prostokątnych i równoległych do grzbietów fal wycinano z tych samych płyt.

Wyniki badań anizotropii wytrzymałości płyt na zginanie zestawiono w tabeli 1.

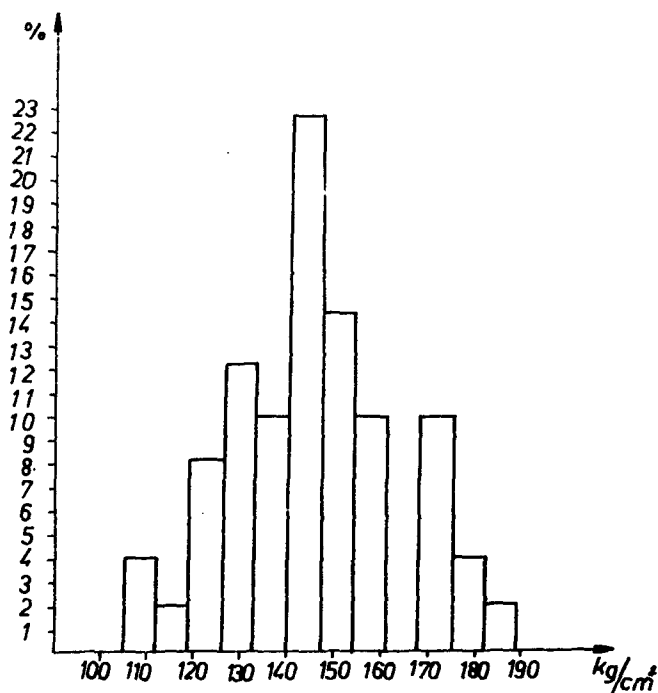
Tabela 1
 Wyniki badań anizotropii własności wytrzymałościowych płyt
 azbestowo-cementowych

Numer maszyny formującej	Rodzaj płyt	Wytrzymałość na zginanie w przekroju równoległym do grzbietu fali				Wytrzymałość na zginanie w przekroju prostopadłym do grzbietu fali				Współczynnik anizotropii a
		R_{g1}	\bar{x}	σ_1	ψ	R_{g2}	\bar{x}	σ_2	ψ	
		MPa	MPa	MPa	%	MPa	MPa	MPa	%	
II	NF9	87,1	118,0	19,1	16,2	80,1	175,4	24,5	14,0	0,670
III	NF9	61,7	111,7	12,8	11,4	77,1	144,9	18,1	12,5	0,771
I	WF6	112,5	120,5	21,1	17,5	93,4	154,1	24,7	16,0	0,772
IV	WF6	37,1	92,2	7,5	8,1	62,8	111,6	16,4	14,7	0,826

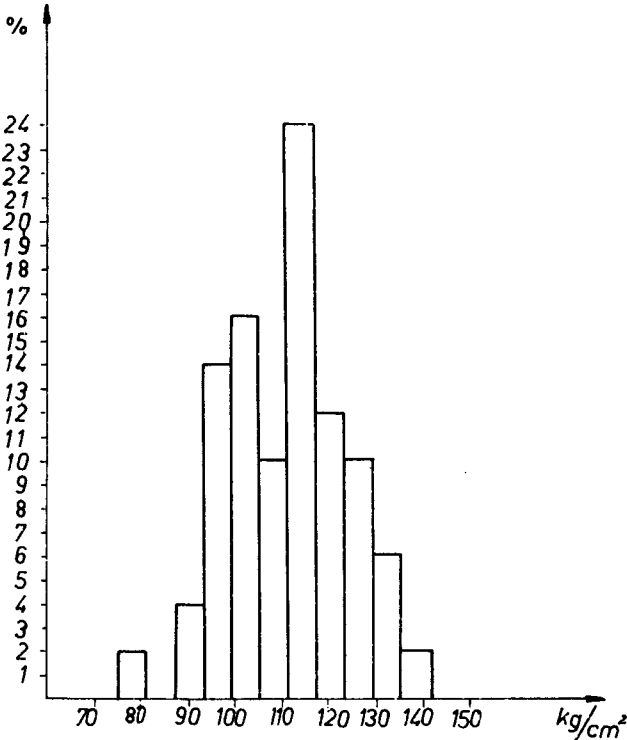
R - rozstęp wyników

 σ - odchylenie średnie

$$a = \frac{R_{g1}}{R_{g2}}$$

 \bar{x} - wartość średnia ψ - współczynnik zmienności R_{g2} 

Rys.4. Rozkład wytrzymałości na zginanie w przekroju prostopadłym do grzbietu fal



Rys.5. Rozkład wytrzymałości na zginanie w przekroju równoległym do grzbietu fal

Na rysunkach 4 i 5 zamieszczono przykładowo histogramy przedstawiające rozkład wytrzymałości na zginanie w przekrojach prostokątnych i równoległych do grzbietów fal płyt wytwarzanych na maszynie oznaczonej numerem III. Anizotropię wytrzymałości na zginanie określono zgodnie z normą PN-57/B-14041 wartością współczynnika "a" obliczonego ze wzoru:

$$a = \frac{R_{g1}}{R_{g2}}$$

gdzie:

R_{g1} - wytrzymałość płyt na zginanie w przekroju równoległym do grzbietu fal,

R_{g2} - wytrzymałość płyty na zginanie w przekroju prostokątnym do grzbietu fali.

Wyniki badań wytrzymałości płyt wykazują stosunkowo duże rozstępy wartości pomiarów. Świadczy to o niestabilności parametrów procesu wytwarzania płyt. Formowane płyty cechowała stosunkowo mała wytrzymałość na zginanie. Jak wynika z danych zawartych w tabeli 1 tylko dla jednej maszyny formującej przekroczyła ona określone normą PN-72/B-14041 dolne granice

wytrzymałości, tj. 16 MPa.

4. WNIOSKI

Badane maszyny formujące pracują przy najkorzystniejszej, ze względu na wydajność, prędkości roboczej równej 0,94 m/s.

Zwiększenie ciśnienia filtracji dla sit cylindrycznych maszyn formujących osiągnąć można instalując wentylatory ssące, wytwarzające podciśnienie wewnątrz cylindrów sitowych.

Zmniejszenie anizotropii własności wytrzymałościowych płyt można zapewnić zwiększając prędkość przepływu zawiesiny przez kanał utworzony między powierzchnią cylindra i dnem wanny oraz ograniczając poprzez zmianę kształtu dna cyrkulacyjne przepływy.

LITERATURA

- [1] Szymański M.: Analiza intensyfikacji procesu formowania wstęgi włók - nistej na sicie cylindrycznym. Łódź 1973 /praca niepublikowana/
- [2] Szymański M., Łukasiewicz J.: Optymalizacja prędkości formowania płyt azbestowo-cementowych z zachowaniem prawidłowego ukierunkowania włók - kien azbestowych w warstwach elementarnych. Bydgoszcz 1980 /praca niepublikowana/

PROCESS OF FORMING ASBESTOS-CEMENT BOARDS ON MACHINES WITH ROLL SCREENS

Summary

There are presented the results of a research on the work of roll screens of machines forming asbestos-cement boards and a suggestion of changes in screens construction. The changes introduced resulted in the development of productivity and efficiency of the machine.

ФОРМИРОВАНИЕ АСБЕСТОЦЕМЕНТНЫХ ПЛИТ НА МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ МАШИНАХ

Резюме

Представлены результаты исследований работы цилиндрических сит машин формирующих асбестоцементные плиты и предложены изменения конструкции сит. Введенные изменения способствовали бы росту производительности и эффективности работы этих устройств.

**Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy**

Cz	1006 30 1986
----	-----------------