

mgr inż. Emil WERESA, prof. dr hab. inż. Andrzej SEWERYN, dr inż. Jarosław SZUSTA,  
Katedra Mechaniki i Informatyki Stosowanej,  
Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka,  
ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, Polska

dr inż. Zdzisław RAK  
Katedra Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej,  
Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska,  
ul. Konarskiego 18A, 44-100 Gliwice, Polska

## **Doświadczalne badania trwałości zmęczeniowej przekładni zębatach**

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono wyniki badań doświadczalnych trwałości zmęczeniowej wybranych przekładni zębatach, wykonanych na opracowanym stanowisku badawczym wyposażonym w hydrauliczną maszynę wytrzymałościową. Badania przeprowadzono na walcowych kołach o zębatach prostych i skośnych, wykonanych ze stopów aluminium EN AW-2017A i EN AW-7057 oraz stali 40HM. Ponadto zaprezentowano wykresy trwałości zmęczeniowej wybranych przekładni zębatach oraz przeanalizowano mechanizmy powstawania uszkodzeń. Zaproponowano także zależności określające maksymalną wartość momentu skręcającego w cyklu obciążenia od liczby cykli obciążenia do uszkodzenia przekładni.

**Słowa kluczowe:** *Trwałość zmęczeniowa, przekładnia zębata, eksperyment, pęknięcia, uszkodzenia.*

### **1. Wprowadzenie**

Obciążenia eksploatacyjne elementów konstrukcyjnych, w szczególności obciążenia cyklicznie zmienne, powodują nukleację i rozwój uszkodzeń w materiale, często prowadzący do zniszczenia zmęczeniowego całego elementu [9,10]. W przypadkach obciążeń jednoosiowych lub proporcjonalnych dwuosiowych uszkodzenia kumulują się na uprzywilejowanych płaszczyznach, a trwałość materiału określa się na podstawie wyników standardowych testów prezentowanych w postaci wykresów zmęczeniowych [14,15]. Przewidywanie trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych eksploatowanych w warunkach obciążeń nieproporcjonalnych (co ma miejsce w przypadku kół zębatach przekładni walcowych) stanowi duży problem obliczeniowy [5,12]. Trudności wiążą się z koniecznością formułowania i weryfikacji doświadczalnej ogólnych opisów kryterialnych uwzględniających kumulację uszkodzeń na różnych płaszczyznach fizycznych, zdefiniowania płaszczyzny inicjacji pęknięcia oraz kryterium pęknięcia [10,19].

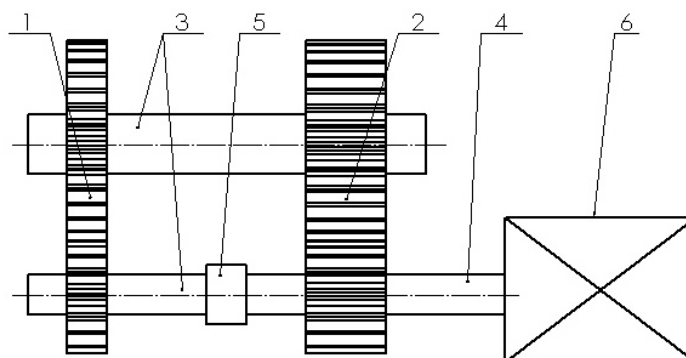
Rozwój uszkodzeń, a następnie inicjacja pęknięć zmęczeniowych w kołach zębatach szczególnie intensywnie następuje w dwóch obszarach: w strefie kontaktu zębatach przekładni (od nacisków kontaktowych) oraz u podstawy obciążonego zęba (od zginania i ścinania). W pierwszym przypadku uszkodzenie kół zębatach następuje w wyniku lokalnych wykruszeń na powierzchniach współpracujących zębatach (przede wszystkim zużycie pittingowe wywołane wysokimi naprężeniami kontaktowymi, normalnymi i stycznymi) [18]. W drugim przypadku uszkodzenie elementu ma miejsce w wyniku złamania zęba u podstawy (propagacja pęknięcia zmęczeniowego, aż do oderwania się całego zęba). Należy dodać, iż pęknięcia zmęczeniowe we współpracujących kołach zębatach mogą powstawać zarówno w warstwie wierzchniej zęba, jak i wewnątrz materiału - w pobliżu granicy warstwy wierzchniej i rdzenia [4].

Prognozowanie rozwoju uszkodzeń zmęczeniowych w przekładniach zębatych już na etapie ich projektowania umożliwia określenie czasu przydatności danej przekładni do pracy w warunkach normalnej eksploatacji i uniknięcie poważnych uszkodzeń całego urządzenia. Obliczenia zmęczeniowe kół zębatych najczęściej polegają na sprawdzeniu wytrzymałości zmęczeniowej podstawy zęba [7]. Procedura obliczeniowa polega na wyznaczeniu nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej koła, którą przyjmuje się jako wartość naprężenia normalnego u podstawy zęba, jakie może przenieść materiał wieńca bez jego złamania przez co najmniej  $3 \times 10^6$  cykli obciążenia [3]. Jest to wartość zbyt mała, gdyż bardzo często przekładnie zębate są eksploatowane w taki sposób, że liczba cykli obciążenia jest zdecydowanie większa. W obliczeniach porównawczych wykorzystuje się wartości nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej uzyskane w badaniach płaskich próbek z karbem przy jednoosiowym rozciąganiu – ściskaniu lub próbek gładkich przy jednoosiowym odzerowotętniającym zginaniu [17]. Inna z metod określenia trwałości zmęczeniowej zębów kół zębatych wymaga wyznaczenia wykresu trwałości zmęczeniowej na podstawie badań doświadczalnych rzeczywistych par kół zębatych w warunkach eksploatacyjnych [10]. Większość dostępnych w literaturze opracowań związanych z badaniami zmęczeniowymi przekładni zębatych oparta jest na obliczeniach wykorzystujących metodę elementów skończonych. Mniej prac poświęconych jest doświadczalnej weryfikacji i badaniom zmęczeniowym rzeczywistych przekładni zębatych.

W niniejszej pracy zaproponowano własną konstrukcję stanowiska badawczego znacząco różniące się od dotychczas stosowanych rozwiązań. Zastosowanie w nim hydraulicznej maszyny wytrzymałościowej oraz momentomierza skrętnego zaowocowało dobrym odwzorowaniem współpracy poszczególnych par kontaktowych [20]. Stanowisko to umożliwia wyznaczenie trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych, czyli zależności maksymalnego momentu skręcającego w cyklu od liczby cykli obciążenia wywołujących inicjację pęknięcia zmęczeniowego na powierzchni kontaktu lub u podstawy zęba, przy wykorzystaniu do badań tylko jednej przekładni.

## **2. Stanowiska do badania trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych**

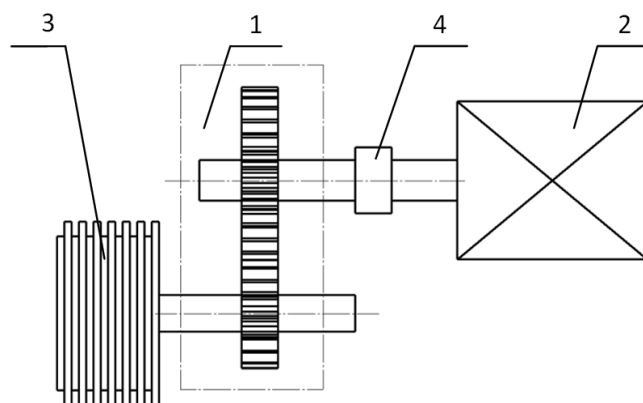
Do tej pory najczęściej wykorzystywanym stanowiskiem do badań doświadczalnych trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych było stanowisko mocy zamkniętej, często nazywane stanowiskiem mocy krążącej [11]. Schemat przekładni „mocy zamkniętej” przedstawiono na rysunku 1. Składa się ono z dwóch przekładni jednostopniowych o tym samym przełożeniu, tzw. przekładni badanej 1 i zamykającej 2, dwóch wałków skrętnych 3 i 4, sprzęgła napinającego 5 oraz silnika elektrycznego średniej mocy (ogólnie od 6 do 12 kW) 6. W przekładni badanej znajdują się dwa koła badane, a w przekładni zamykającej koła zamykające obieg o dużo wyższej wytrzymałości w porównaniu do kół badanych. Jednym z najważniejszych elementów stanowiska mocy zamkniętej jest zespół zadawania obciążenia. Najczęściej wykorzystuje się do tego celu sprzęgło napinające 5, umożliwiające skręcanie wałków 3 przekładni odpowiednim momentem.



Rys. 1. Stanowisko mocy zamkniętej 1 – przekładnia badana, 2 – przekładnia zamykająca, 3 – wałki skrotne, 4 – czop wałka do połączenia z silnikiem, 5 – sprzęgło napinające, 6 – silnik [11]

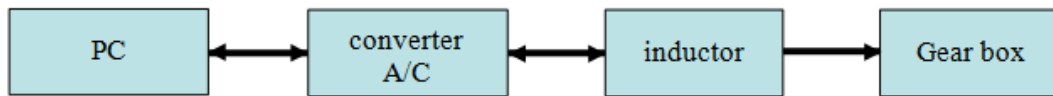
Schemat budowy stanowiska klasycznego przedstawiono na rysunku 2. Składa się ono z przekładni badanej 1, sprzęgła lub hamulca obciążającego 3 zamontowanego na jednym z wałów przekładni i silnika 2 (np. elektrycznego), który wymusza moment obciążeniowy przekładni. Stanowiska klasyczne mają zastosowanie w małych gabarytowo przekładniach przenoszących małe momenty obciążeniowe.

W najnowszej wersji stanowiska do badania przekładni zębatych, stosowany jest hydrauliczny sposób zadawania obciążenia [3]. Pozwala to na obciążanie badanych kół przekładni stałym momentem, tak jak na klasycznym stanowisku z napinaniem mechanicznym ustawionym przed rozpoczęciem badania (rys. 2). Rozwiązanie takie umożliwia zadawanie momentu skrętnego w sposób zmienny (programowany), automatycznie w trakcie prowadzenia badania (bez zatrzymywania stanowiska). Zmiana ta może następować w sposób ciągły, skokowy lub nawet losowy.



Rys. 2. Klasyczne stanowisko do badania przekładni zębatej, 1 – korpus badanej przekładni zębatej, 2 – silnik, 3 – sprzęgło obciążeniowe lub hamulec elektromechaniczny, 4 – sprzęgło [3]

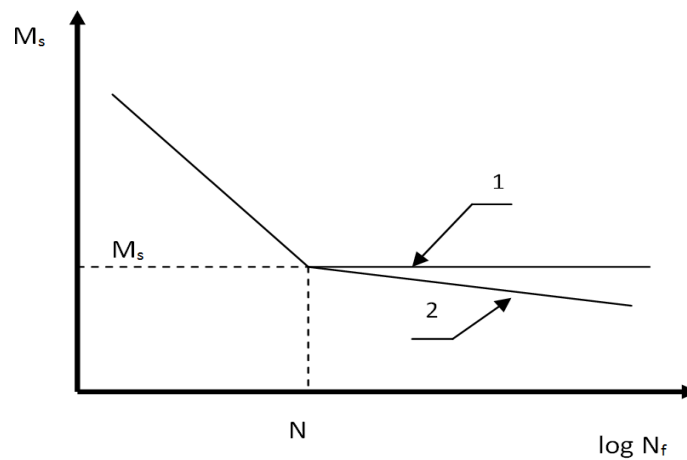
Stanowiska do badań w zakresie gigacyklowym zazwyczaj składają się z: komputera, przetwornika analogowo – cyfrowego, urządzenia wymuszającego drgania (np. wzbudnika), z częstotliwością 20 kHz i więcej, oraz badanej przekładni zębatej. Schemat blokowy takiego stanowiska przedstawiono na rysunku 3 [8].



Rys.3. Schemat blokowy stanowiska do badania gigacyklowej trwałości zmęczeniowej [8]

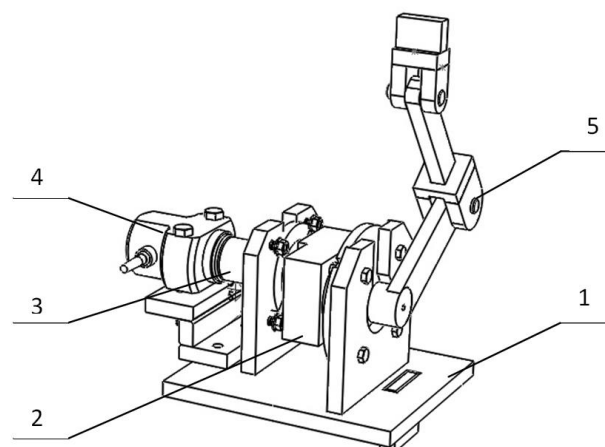
Wynikiem badań doświadczalnych na omawianych stanowiskach są przede wszystkim zależności maksymalnej wartości momentu skręcającego (napędowego) w cyklu obciążenia od liczby cykli obciążenia do zniszczenia, uzyskiwane na prezentowanym stanowisku.

Przykładowe charakterystyki zmęczeniowe przedstawiono na rysunku 4. Linia 1 przedstawia tu nieograniczoną trwałość zmęczeniową. W przypadku wykresu 2 wyraźnie widać konieczność wyznaczania trwałości zmęczeniowej także w zakresie bardzo wysokiej liczby cykli [13].



Rys. 4. Wykres trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej; 1 – nieograniczona trwałość zmęczeniowa, 2 – gigacyklowa trwałość zmęczeniowa [13]

### 3. Metodyka badań przekładni zębatych



Rys. 5. Przyrząd stanowiska badawczego do wyznaczania trwałości zmęczeniowej kół zębatych; 1 – podstawa mocująca, 2 – przekładnia, 3 – sprzęgło, 4 – momentomierz, 5 – mechanizm korbowy.

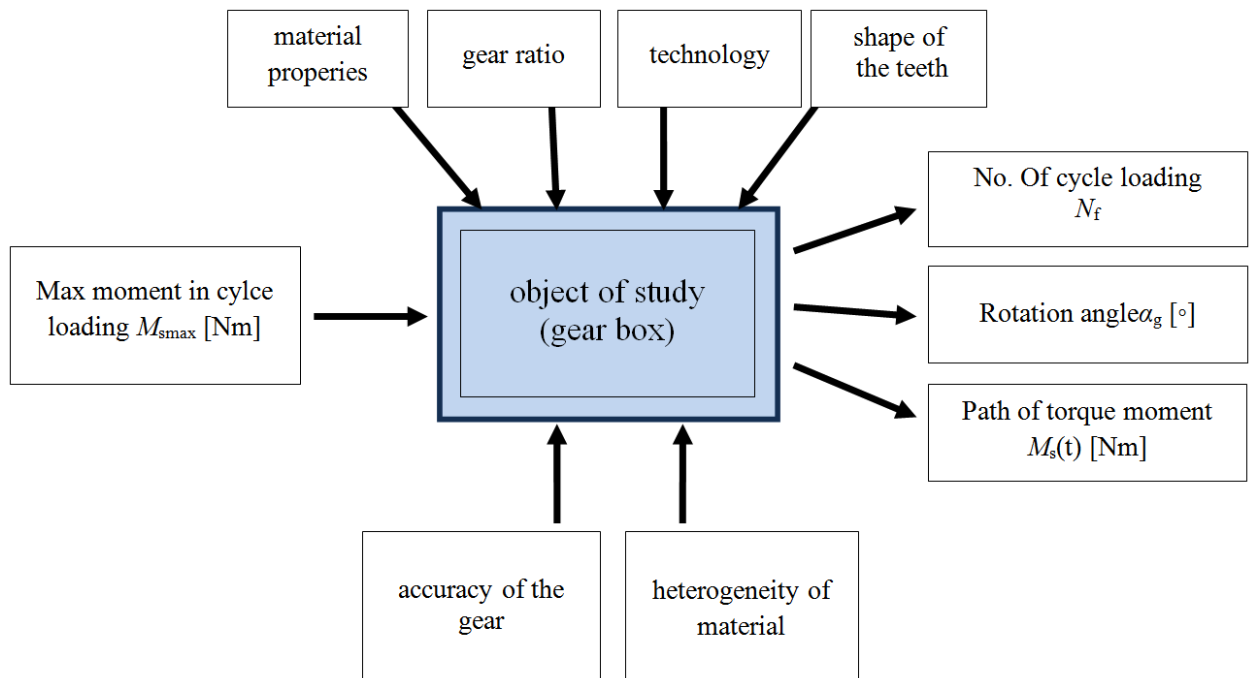
W pracy przedstawiono oryginalne stanowisko do określania trwałości zmęczeniowej kół przekładni zębatach. Przy jego projektowaniu zamierzeniem autorów było jak najdokładniej odwzorować warunki eksploatacyjne i techniczne badanej pary kół zębatach. Prezentowane stanowisko badawcze składa się z podstawy 1 mocowanej do uchwytu hydraulicznej maszyny wytrzymałościowej (MTS 322 Test Frame), która umożliwia zadawanie programowanego przebiegu obciążenia. Do podstawy za pomocą odpowiednio profilowanych kołnierzy mocowany jest korpus przekładni 2, wewnątrz której znajduje się badana para kół zębatach. Wałek zdawczy przekładni mocowany jest za pomocą sprzęgła 3 z momentomierzem 4 odpowiedzialnym za zbieranie danych w czasie trwania testu. Wał napędowy przekładni połączono mechanizmem korbowym 5 z drugim uchwytem maszyny wytrzymałościowej zamykając w ten sposób łańcuch kinematyczny obciążenia [20].

W prezentowanym rozwiązaniu w celu zadawania obciążenia, zastosowano mechanizm korbowy 5, który zamienia zaprogramowany ruch postępowo-zwrotny siłownika wymuszającego maszyny wytrzymałościowej na ruch obrotowy wałka napędowego badanej przekładni 2. Moment skręcający na wałku zdawczym rejestrowany jest w czasie rzeczywistym za pomocą tensometrycznego czujnika momentu obrotowego 4. Układ pomiarowy umożliwia akwizycję wartości sygnału pomiarowego czujnika momentu oraz wartość odpowiadającego mu obciążenia wymuszającego.

Prezentowane stanowisko umożliwia określanie trwałości zmęczeniowej kół zębatach przekładni z odwzorowaniem rzeczywistych warunków pracy tj. podatności wałów, węzłów łożyskujących, elementów przeniesienia momentu obrotowego. Ponadto jedna para współpracujących kół zębatach pozwala wyznaczyć całą charakterystykę zmęczeniową przekładni. Każdy z punktów krzywej zmęczeniowej wyznaczany jest na jednej parze zębów współpracujących lub maksymalnie dwóch w przypadku gdy dwie pary zębów zazębiają się w przyporze. Po zakończeniu badania na danym poziomie obciążenia obraca się wał przekładni, tak aby w przyporze znalazła się kolejna nieuszkodzona para zębów, po czym proces cyklicznego obciążania się powtarza. Dzięki takiemu podejściu możliwe jest obniżenie kosztów testów zmęczeniowych poprzez zmniejszenie liczby próbek badawczych (przekładni).

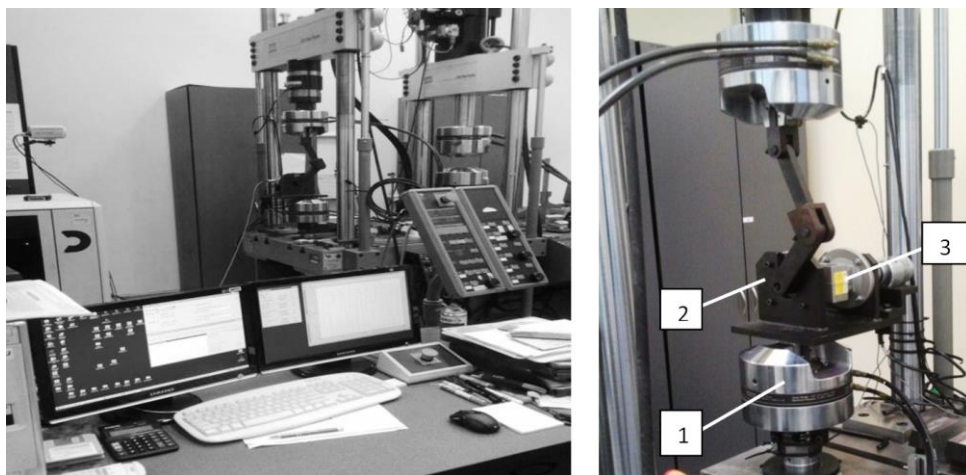
Parametrami wejściowymi w prezentowanym modelu stanowiska są: maksymalny moment obrotowy  $M_{\text{max}}$  zadawany maksymalnym przemieszczeniem liniowym siłownika maszyny wytrzymałościowej na wałek napędowy przekładni oraz częstotliwość zadawania obciążenia  $f$ . Początkowy kąt obrotu wałka  $\alpha_g$  wyznaczany pośrednio z geometrii mechanizmu korbowego. Na omawianym stanowisku można określać wpływ takich parametrów jak: przełożenie przekładni, rodzaj cieczy chłodząco-smarującej, właściwości materiału, kształt zębów, technologia obróbki - na trwałość zmęczeniową przekładni. W czasie testów rejestrowany jest przebieg momentu skręcającego wałek zdawczy przekładni w funkcji czasu, liczba cykli obciążenia oraz kąt obrotu wałka  $\alpha_g$ .

Schemat metody wyznaczania trwałości zmęczeniowej kół testowanych przekładni na prezentowanym stanowisku przedstawiono na rysunku 6. Widok stanowiska badawczego pokazano na rysunku 7.

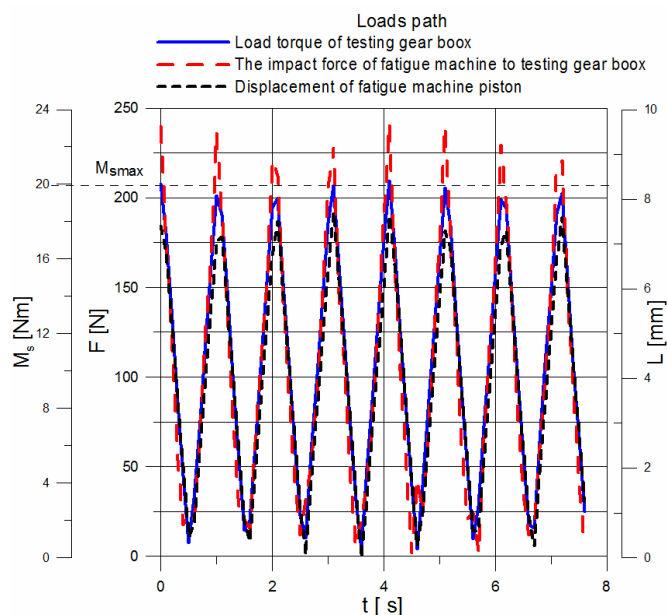


Rys.6. Schemat badań zmęczeniowych kół zębnych przekładni

Proces badawczy może być zakłócany poprzez niedokładności w wykonaniu badanej przekładni, niejednorodność materiału oraz luzy w węzłach łożyskujących.



Rys. 7. Widok stanowiska badawczego; 1 – maszyna wytrzymałościowa, 2 – korpus stanowiska, 3 – badana przekładnia

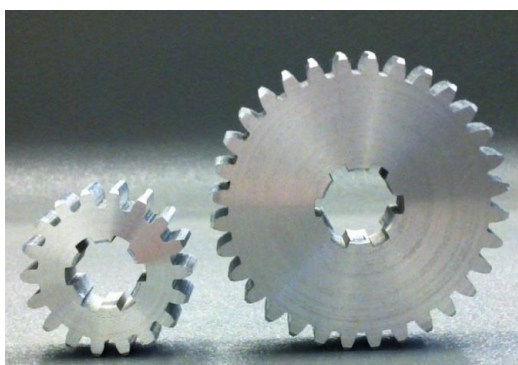


Rys.8. Przykładowe przebiegi obciążeń realizowane w trakcie prowadzonych badań

Na rysunku 8 przedstawiono przykładowe przebiegi odzerowotętniącego momentu obciążającego badaną przekładnię oraz odpowiadający mu przebieg siły i przemieszczenia siłownika maszyny wytrzymałościowej. Charakter przebiegu momentu jest zbliżony do tego, który ma miejsce w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. Inicjacja i rozwój pęknięć zmęczeniowych powoduje wzrost podatności współpracujących zębów przekładni oraz w wyniku tego – wzrost kąta obrotu wałka  $\alpha_g$ . Na jego podstawie określa się moment uszkodzenia przekładni wywołanego inicjacją i propagacją pęknięć zmęczeniowych w podstawie zęba lub na powierzchni kontaktu zębów.

#### 4. Badania doświadczalne trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych

Badania doświadczalne przeprowadzono na walcowych kołach zębatych, zarówno o zębach prostych, jak i skośnych. Koła wykonane ze stopów aluminium EN AW-2017A i EN AW-7057 miały zęby proste o module normalnym 1,5 mm. Natomiast koła wykonane ze stali 40HM miały zęby skośne i moduł wynoszący 1 mm.

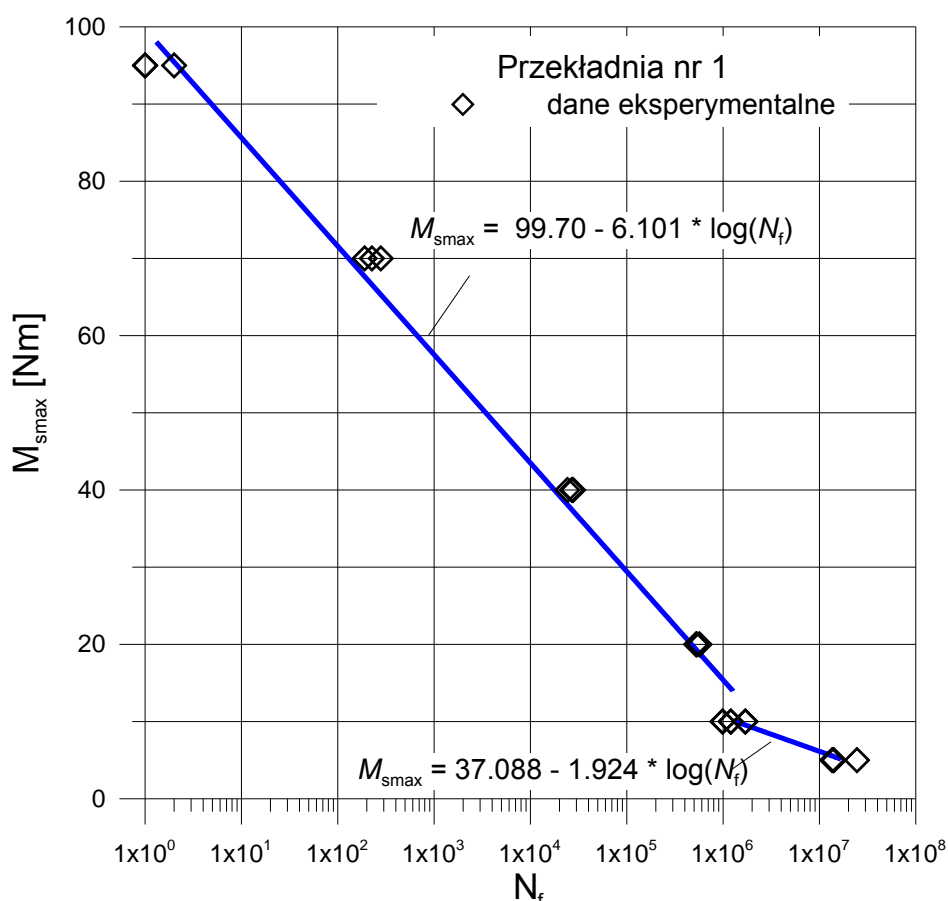


Rys.9. Widok badanych próbek o zębach prostych użytych do badań – przekładnia nr 1 (tab. 1)

Tabela 1. Parametry kół zębatach o zębach prostych – przekładnia nr 1.

Parametry	Koło I	Koło II
liczba zębów – $Z$	32	18
moduł zęba – $m$	1.5 mm	1.5 mm
średnica podziałowa – $d_p$	48 mm	27 mm
średnica zewnętrzna – $d_z$	51 mm	30 mm
chropowatość powierzchni – $R_a$	0.63	0.63
kąt przyporu – $\alpha$	20°	20°
materiał	EN AW-2017A	
technologia wykonania	obwiedniowa	
smarowanie	SAE 75W90	

Badania zmęczeniowe wykonano w laboratorium Katedry Mechaniki i Informatyki Stosowanej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej. W każdym z poziomów obciążeń wykonano po trzy powtórzenia. Wartość wyznaczonych cykli obciążenia do inicjacji pęknięcia zmęczeniowego pokazano w tabeli 2 oraz na rysunku 10.

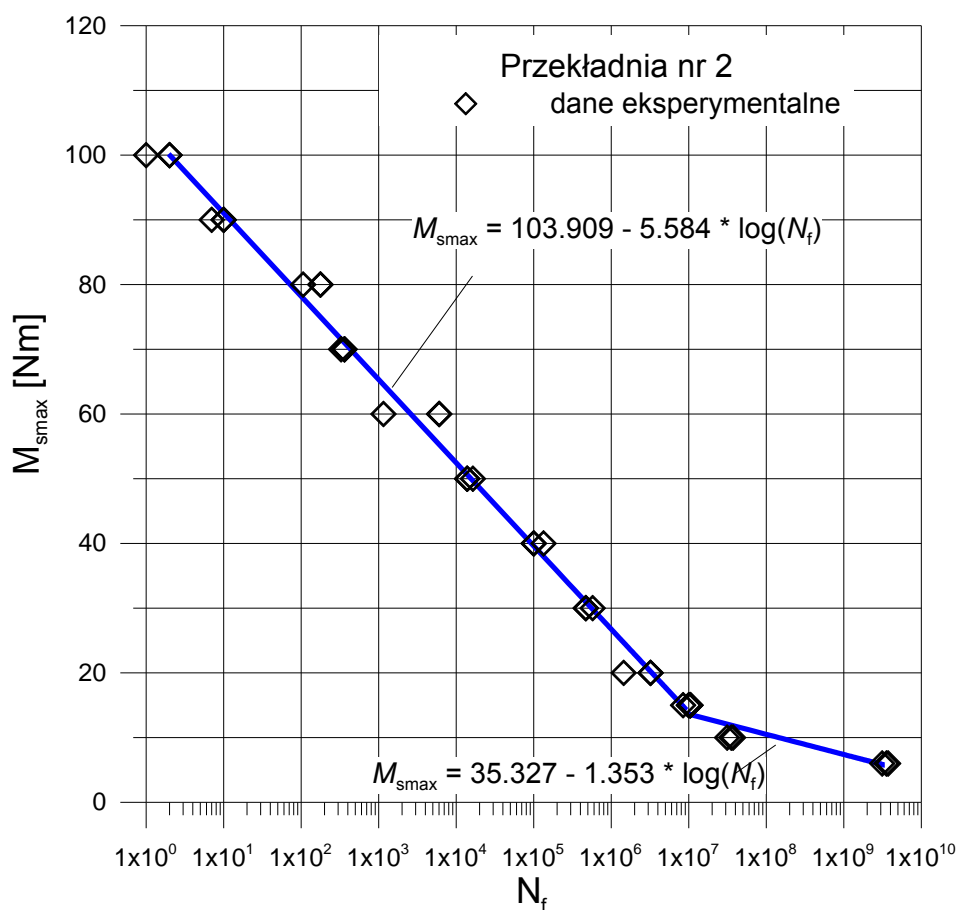


Rys. 10. Wykres trwałości zmęczeniowej przekładni zębataj – przekładnia nr 1 (tab. 1)



Tabela 2. Wyniki badań trwałości zmęczeniowej przekładni nr 1

Obciążenie $M_{smax}$ [Nm]	Liczba cykli obciążenia $N_f$		
	próba 1	próba 2	próba 3
95	1	1	2
70	190	280	226
40	24238	26854	27736
20	533304	524200	568112
10	1200542	986735	1699242
5	24523101	14121002	13569321



Rys. 11. Wykres trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej – przekładnia nr 2 (tab. 3)

Tabela 3. Parametry kół zębatych o zębach prostych – przekładnia nr 2.

Parametry	Koło I	Koło II
liczba zębów – $Z$	32	18
moduł zęba – $m$	1.5 mm	1.5 mm
średnica podziałowa – $d_p$	48 mm	27 mm

średnica zewnętrzna – $d_z$	51 mm	30 mm
chropowatość powierzchni – $R_a$	0.63	0.63
kąt przyproru – $\alpha$	20°	20°
materiał	EN AW-7075	
technologia wykonania	obwiedniowa	
smarowanie	SAE 75W90	

Tabela 4. Wyniki badań trwałości zmęczeniowej przekładni nr 2

Obciążenie $M_{smax}$ [Nm]	Liczba cykli obciążenia $N_f$		
	próba 1	próba 2	próba 3
100	1	2	3
90	7	10	4
80	106	177	164
70	327	361	411
60	1154	6032	3456
50	16384	13880	10154
40	134104	100088	95860
30	576543	469870	720365
20	1448130	3214827	1148100
15	10050301	10456321	8451111
10	37267451	31267045	35409245
6	726745000	126745966	549245877

Kolejnym etapem badań było wykonanie testów przekładni zębatej o zębach skośnych. Wyniki badań przedstawiono na rysunku 13 oraz w tabeli 6.

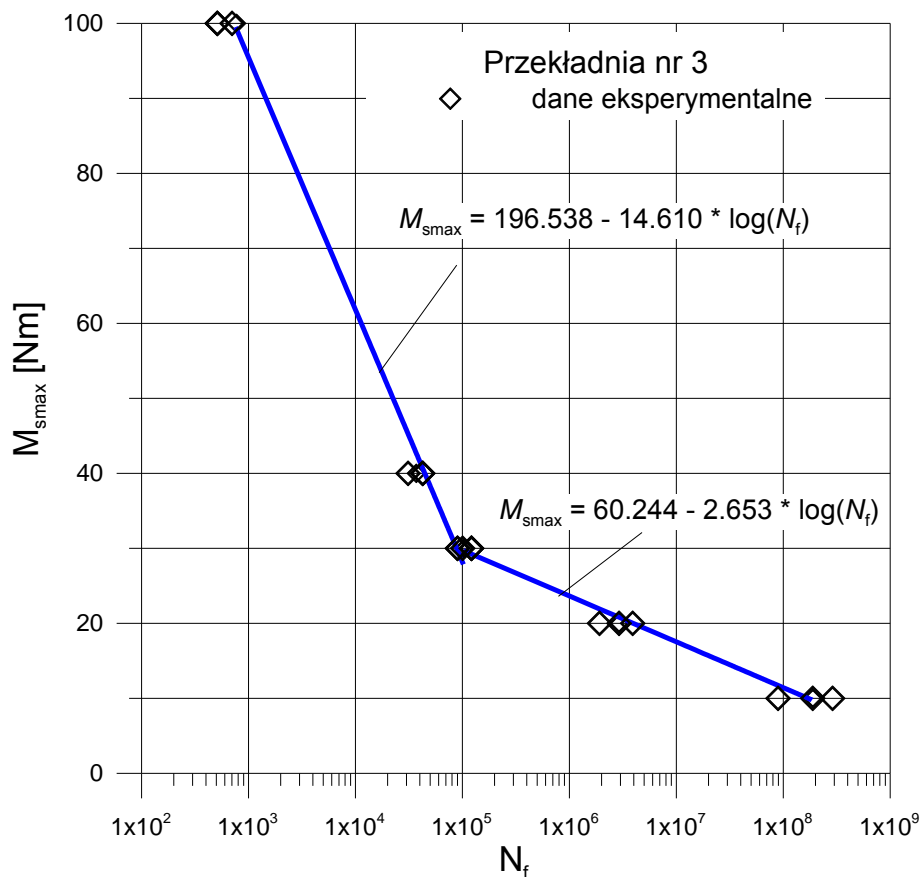


Rys.12. Widok badanych próbek walcowych kół zębatych o zębach skośnych – przekładnia nr 3 (tab. 5)

Tabela 5. Parametry kół zębatych o zębach skośnych – przekładnia nr 3.

Parametry	Koło I	Koło II
liczba zębów – $Z$	54	19
moduł zęba – $m$	1 mm	1 mm
średnica podziałowa – $d_p$	55 mm	19 mm

średnica zewnętrzna – $d_z$	57 mm	21 mm
chropowość powierzchni – $R_a$	0.32	0.32
kąt pochylenia zębów – $\beta$	10°	10°
materiał	40HM	
technologia wykonania	obwiedniowa	
smarowanie	SAE 75W90	

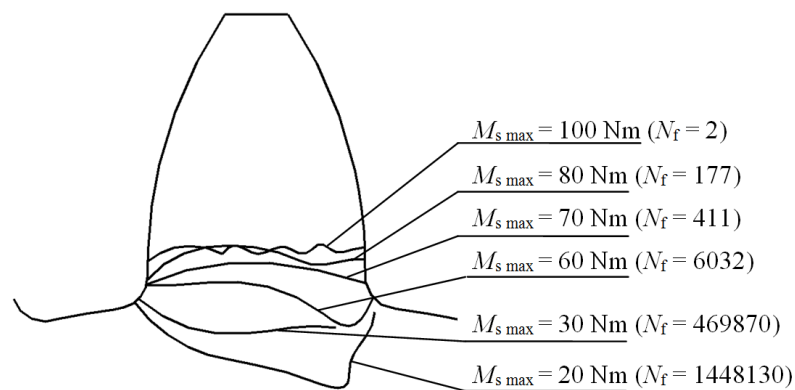


Rys. 13. Wykres trwałości zmęczeniowej przekładni zębatej – przekładnia nr 3 (tab. 5)

Tabela 6. Wyniki badań trwałości zmęczeniowej przekładni nr 3

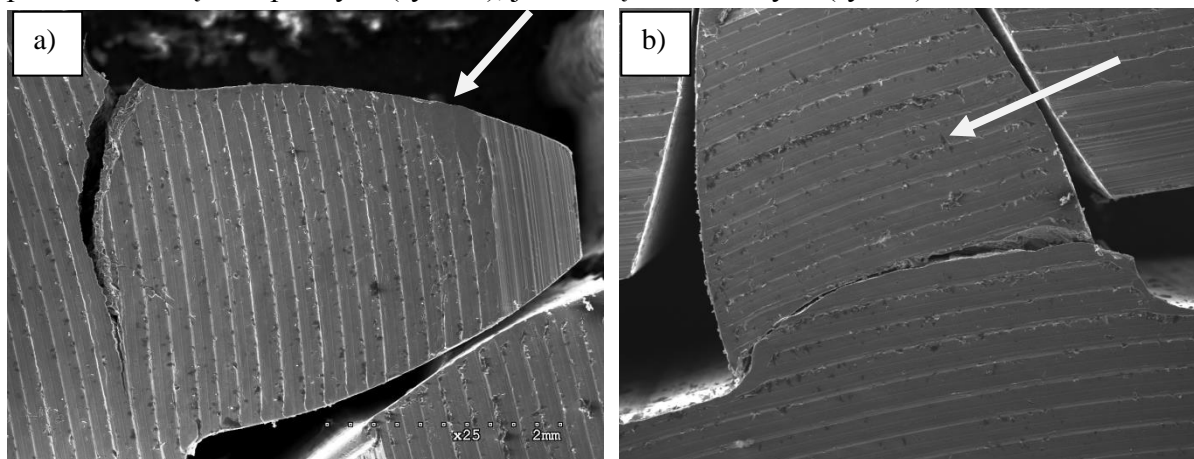
Obciążenie $M_{smax}$ [Nm]	Liczba cykli obciążenia $N_f$		
	próba 1	próba 2	próba 3
100	702	511	1102
40	31007	42500	37607
30	90053	121653	100356
20	2915190	3913330	1915190
10	188407160	89466122	289221100

Na podstawie przeprowadzonych badań zaobserwowano dwa różne mechanizmy uszkodzenia zmęczeniowego badanych kół zębatach. W pierwszym z nich następowało pęknięcie podstawy zęba. Pęknięcia zmęczeniowe powstawały powyżej dna wrębu międzyzębowego. Mechanizm ten występował w przypadku obciążeń wywołanych momentem skręcającym  $M_s$  o większych wartościach amplitud. W mechanizmie tym dominującymi naprężeniami są naprężenia pochodzące od zginania zębów. Na rysunku 14 przedstawiono zaobserwowane w trakcie testów zmęczeniowych trajektorie pęknięć i odpowiadające im wartości obciążenia maksymalnego. Przebiegi zaobserwowanych podczas badań trajektorii pęknięć zmęczeniowych u podstawy zęba przekładni potwierdzają wyniki uzyskane na podstawie obliczeń numerycznych [2,6,13,16].



Rys. 14 Schemat trajektorii pęknięć zmęczeniowych u podstawy zęba w przekładni zębatej nr 2 (tab. 3)

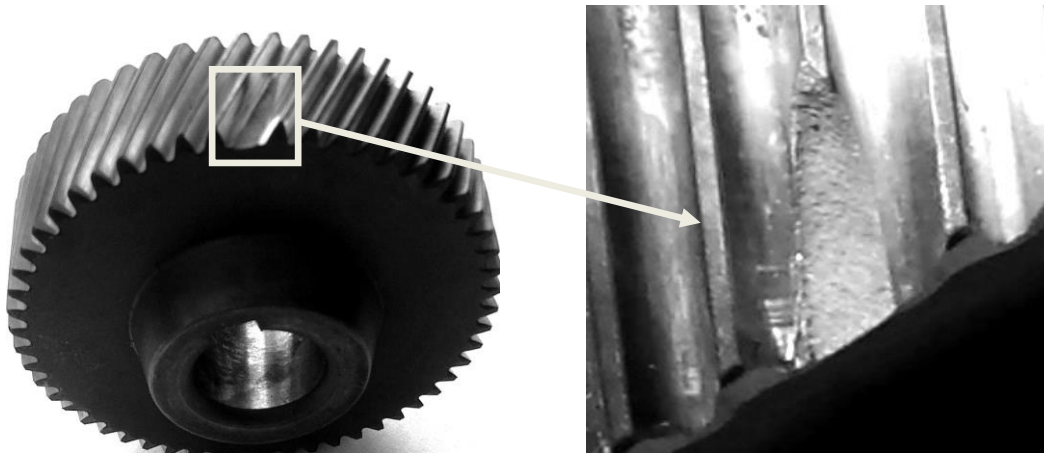
Na rysunkach 15-16 przedstawiono przykładowe pęknięcia zmęczeniowe podstawy zęba (pierwszy mechanizm uszkodzenia przekładni zębatej); zarówno w przypadku przekładni o zębach prostych (rys. 15), jak i o zębach skośnych (rys.16).



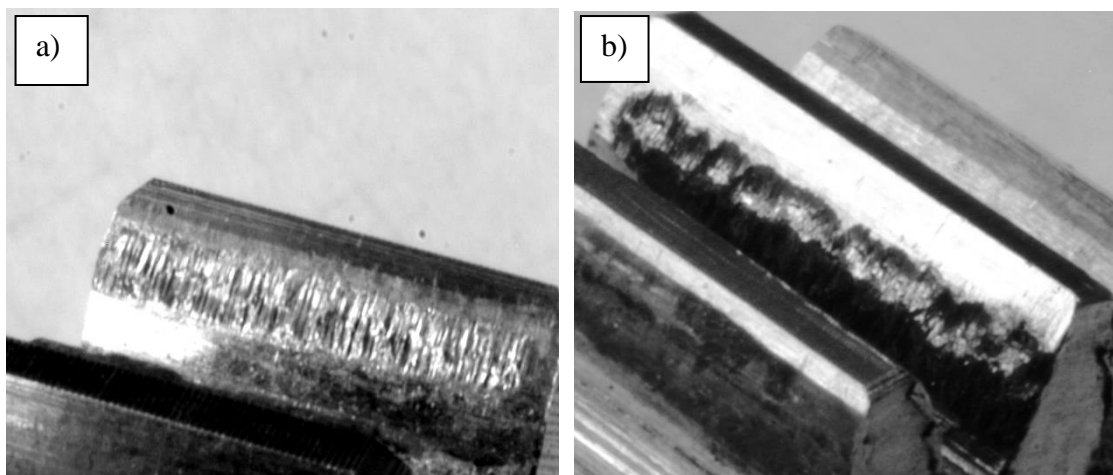
Rys.15. Pęknięcie w zębie koła zębatego przekładni nr 2 (tab. 3) powstałe w wyniku działania obciążeń zmęczeniowych a) maksymalny moment skręcający w cyklu obciążenia  $M_{s \max} = 30 \text{ Nm}$ , liczba cykli obciążenia  $N_f = 469870$ , b)  $M_{s \max} = 70 \text{ Nm}$ , liczba cykli  $N_f = 361$  w powiększeniu 25x

Drugim zaobserwowanym mechanizmem uszkodzenia przekładni jest zużywanie się powierzchni kontaktowej zęba. W tym przypadku o zużyciu przekładni decydują wartości nacisków powierzchniowych. Ten rodzaj uszkodzeń związanym był z oddziaływaniem na przekładnię obciążeń momentu skręcającego o stosunkowo małych amplitudach.

W trakcie badań zaobserwowano, typowe mechanizmy zużycia powierzchni kontaktujących się par kół zębatych (pitting i adhezja) [3]. W przypadku pittingowego mechanizmu zużycia powierzchni kontaktowej zębów obserwowano mikropęknięcia postępujące w głąb materiału koła (rys. 17a), natomiast w adhezyjnym mechanizmie zużycia, fragmenty materiału były wyrywane bez wyraźnych dodatkowych mikropęknięć (rys. 17b).



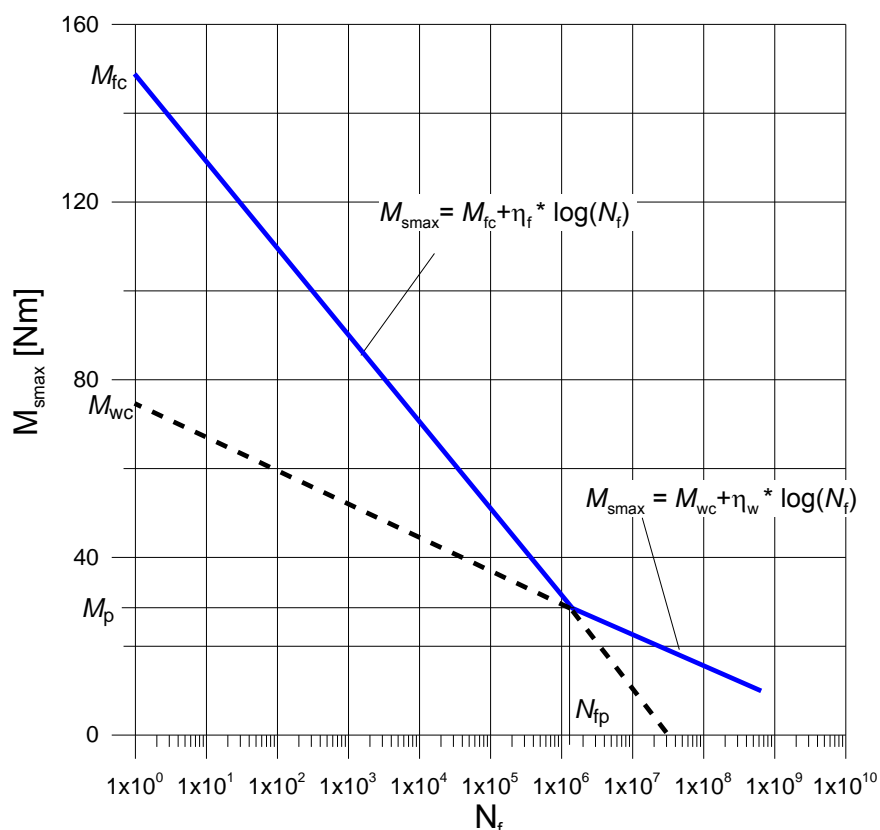
Rys.16. Pęknięcie zęba przekładni o zębach skośnych pod wpływem obciążenia cyklicznie zmiennego (cykl odzerowo tętniący) a) maksymalna wartość momentu skręcającego w cyklu obciążenia  $M_{smax} = 100$  Nm, liczba cykli obciążenia  $N_f = 702$



Rys.17. Uszkodzenie powierzchni zęba pod wpływem obciążenia cyklicznie zmiennego, maksymalna wartość momentu skręcającego w cyklu obciążenia  $M_{smax} = 20$  Nm, liczba cykli obciążenia  $N_f = 3214827$ , b)  $M_{smax} = 10$  Nm,  $N_f = 35409245$

## 5. Prognozowanie trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych

Na podstawie uzyskanych w czasie testów zmęczeniowych zależności maksymalnego momentu skręcającego w cyklu obciążenia od liczby cykli obciążenia wywołujących uszkodzenie przekładni oraz przeprowadzonej analizy mechanizmów pęknięcia i zużycia zmęczeniowego kół zębatych, podjęto próbę opracowania półempirycznych zależności określających trwałość zmęczeniową przekładni zębatych. Na rysunku 18 przedstawiono schematyczne przebiegi wykresów trwałości zmęczeniowej w obu mechanizmach uszkodzenia przekładni.



Rys.18. Schematyczne ujęcie zależności maksymalnej wartości momentu skręcającego w przekładni zębatej w cyklu obciążenia od liczby cykli obciążenia dla dwóch mechanizmów uszkodzenia przekładni: pęknięcia podstawy zęba oraz zużycia powierzchni kontaktu

Trwałość zmęczeniową w rozpatrywanym przypadku można opisać zależnościami:

$$\begin{aligned} M_{smax}(N_f) &= M_{fc} - \eta_f \log(N_f) && \text{dla } M_{smax} \geq M_p, \\ M_{smax}(N_f) &= M_{wc} - \eta_w \log(N_f) && \text{dla } M_{smax} < M_p, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:  $M_{smax}$  – maksymalny moment skręcający w cyklu obciążenia przekładni,  $N_f$  liczba cykli obciążenia do uszkodzenia przekładni,  $M_{fc}$  – krytyczna wartość momentu skręcającego w przekładni (wywołującego pęknięcie podstawy zęba),  $M_{wc}$  – obliczeniowa wartość momentu skręcającego związanego z drugim mechanizmem uszkodzenia (zużycie powierzchni kontaktu zębów),  $\eta_f$ ,  $\eta_w$  – wyznaczone doświadczalnie współczynniki zależne od parametrów

badanych przekładni odpowiednio dla pierwszego (pękanie zmęczeniowe podstawy zęba) oraz drugiego (zużycie powierzchni kontaktowej zęba) mechanizmu uszkodzenia przekładni.

W tabeli 7 zestawiono wartości uzyskanych w czasie badań parametrów w zależnościach opisujących trwałość zmęczeniową badanych przekładni.

Tab. 7. Zestawienie wartości parametrów w zależnościach opisujących trwałość zmęczeniową badanych przekładni.

Przekładnie	Wartość parametrów w zależności (1)			
	$\eta_f$ [Nm]	$M_{cf}$ [Nm]	$\eta_w$ [Nm]	$M_{cw}$ [Nm]
Przekładnia nr 1 (tab. 1)	-6,101	99,695	-1,924	37,088
Przekładnia nr 2 (tab. 3)	-5,584	103,909	-1,353	35,327
Przekładnia nr 3 (tab. 5)	-14,610	196,538	-2,653	60,244

## 6. Podsumowanie

W pracy przedstawiono nowe stanowisko do wyznaczania zależności maksymalnego momentu skręcającego w cyklu obciążenia od liczby cykli do uszkodzenia przekładni zębatych, w którym do zadawania obciążeń cyklicznie zmiennych wykorzystano hydrauliczną maszynę wytrzymałościową. Na prezentowanym stanowisku istnieje możliwość określania trwałości zmęczeniowej przekładni z odwzorowaniem rzeczywistych warunków pracy tj. podatności wałów, węzłów łożyskujących, elementów przeniesienia momentu obrotowego. Ponadto jedna para współpracujących kół zębatych pozwala wyznaczyć całą charakterystykę zmęczeniową przekładni. Dzięki takiemu podejściu możliwe jest obniżenie kosztów testów zmęczeniowych poprzez zmniejszenie liczby próbek badawczych (przekładni).

Opracowane stanowisko umożliwiło przeprowadzenie testów zmęczeniowych przekładni walcowych o zębach prostych i skośnych, w których koła wykonane były z trzech różnych materiałów. Badania dostarczyły informacji na temat mechanizmów inicjacji i propagacji pęknięć zmęczeniowych oraz mechanizmów zużycia w zębach przekładni zębatych. Analiza otrzymanych wyników pozwoliła na opracowanie półempirycznych zależności określających trwałość zmęczeniową przekładni zębatych z uwzględnieniem dwóch mechanizmów uszkodzenia: pęknięcia zmęczeniowego podstawy zęba oraz zużycia powierzchni kontaktowej zębów.

Należy dodać, iż konieczne są dodatkowe badania doświadczalne trwałości zmęczeniowej przekładni zębatych o innych parametrach konstrukcyjnych oraz wykonanych z innych materiałów w celu weryfikacji przedstawionych zależności obliczeniowych. Wskazane są także badania zmęczeniowe w zakresie gigacyklowym, tak aby określić charakter zależności obliczeniowych w tym przedziale.

Uzyskane wyniki doświadczalnych badań zmęczeniowych (zależności maksymalnej wartości obciążenia od liczby cykli do uszkodzenia przekładni, trajektorie pęknięć zmęczeniowych) mogą posłużyć innym badaczom do weryfikacji modeli obliczeniowych szczególnie z wykorzystaniem metody elementów skończonych.

## Literatura

1. Aberšek B, Flašker J, Glodež S. Review of mathematical and experimental models for determination of service life of gears. *Engineering Fracture Mechanics*, 2004; 71(4–6): 439–453.
2. Bathias C., Paris P.C.: *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. Marcel Dekker, New York, 2005
3. Drewniak J. Laboratory research of toothed gears. (in Polish) Wyd. ATH Bielsko-Biała, 2000.
4. Fajdiga G, Sraml M. Fatigue crack initiation and propagation under cyclic contact loading. *Engineering Fracture Mechanics*, 2009; 76: 1320–1335.
5. Feng P.-e., Qi Y., Qiu Q. Pinion Assembly Strategies for Planetary Gear Sets. *Journal of Mechanical Design, Des* 2013; 135(5): 051007.
6. Glodež S., M. Šraml, J. Kramberger A computational model for determination of service life of gears. *International Journal of Fatigue*. 2002; 24: 1013 – 1020.
7. ISO 6336 Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standard, Geneva, 2006.
8. Jasiński, M. Radkowski, S. Diagnosis of the gigacycle fatigue processes in the gear. *Diagnostics*, (in Polish) 2005; 36: 13 – 24.
9. Kocańda S. *Fatigue Failure of Metals*, Springer; 1978.
10. Li S, Kahraman A, Klein M. A fatigue model for spur gear contacts operating under mixed elastohydrodynamic lubrication conditions. *Journal of Mechanical Design*, 2012; 134(4): 041007.
11. Lewicki, D.: *Effect of Speed (Centrifugal Load) on Gear Crack Propagation Direction*. U.S. Army Research Laboratory, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio Aug 2001.
12. Marines I., Bin X., Bathias C.: An understanding of very high cycle fatigue of metals. *International Journal of Fatigue*, 2003; 25: 1101–1107.
13. Podrug S., Srećko Glodež S., Jelaska D., Numerical Modelling of Crack Growth in a Gear Tooth Root. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011; 577-8: 579-586.
14. Seweryn A., Buczyński A., Szusta J. Damage accumulation model for low cycle fatigue, *International Journal of Fatigue*, 2008; 30: 756-765.



15. Szusta J., Seweryn A. Fatigue damage accumulation modelling in the range of complex low-cycle loadings – The strain approach and its experimental verification on the basis of EN AW 2007 aluminum alloy, *International Journal of Fatigue*, 2011; 33: 255-264.
16. Stahl K., Hohl B. R., Tobie T. Tooth Flank Breakage: Influences on Subsurface Initiated Fatigue Failures of Case Hardened Gears. 25th International Conference on Design Theory and Methodology; ASME Power Transmission and Gearing Conference Portland, Oregon, USA, August 4–7. 2013; 5:
17. Szusta J. Seweryn A., Low-cycle fatigue model of damage accumulation – The strain approach. *Engineering Fracture Mechanics*, 2010; 77: 1604-1616.
18. Townsend, D.P., Zaretsky, E.V., and Scibbe, H.W. Lubricant and Additives Effects on Spur Gear Fatigue Life *Transactions of the ASME. Journal of Tribology*, 1986; 108: 468–477.
19. Ural A, Heber G, Wawrzynek P, Ingrassia A, Lewicki D, Neto J Three-dimensional, parallel, finite element simulation of fatigue crack growth in a spiral bevel pinion gear. *Engineering Fracture Mechanics*. 2005; 72: 1148–1170.
20. Weresa E. Szusta J. Test stand to determined fatigue propertin of gear boxes. Patent Application no. W.121171, 2012.

Badania sa realizowane w ramach projektu badawczego grantu nr **N504 340336** finansowego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.